

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**І. А. Андреєв**

**КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК  
ЕЛЕМЕНТІВ ТОНКОСТІННИХ ПОСУДИН ТА  
АПАРАТІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД  
ЗОВНІШНІМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»,  
спеціалізацією «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та  
нафтопереробних виробництв»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2018

Рецензент: Коваленко І. В., канд. техн. наук, доцент

Відповідальний  
редактор Корнієнко Я. М., д-р техн. наук, проф.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 10 від 21.06.2018 р.)  
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету (протокол № 5 від 29.05.2018 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

*Андреев Игорь Анатолійович, канд. техн. наук, доц.*

## **КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ТОНКОСТІННИХ ПОСУДИН ТА АПАРАТІВ, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД ЗОВНІШНІМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ**

Конструювання і розрахунок елементів тонкостінних посудин та апаратів, які знаходяться під зовнішніми навантаженнями [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / І. А. Андреев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 6,65 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 121 с.

© І. А. Андреев, 2018  
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018

## **ЗМІСТ**

<b>ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ.....</b>	<b>6</b>
<b>ВСТУП.....</b>	<b>12</b>
<b>1. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ ПОСУДИН І АПАРАТІВ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СТИСКУЮЧИМИ ЗУСИЛЛЯМИ. ФОРМУЛА САЗЕРЛЕНДА.....</b>	<b>14</b>
<b>2. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ.....</b>	<b>21</b>
2.1. Розрахунок товщини гладкої циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.....	21
2.2. Укріплення циліндричних обичайок кільцями жорсткості. Розрахунок товщини циліндричної обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості і навантажена зовнішнім тиском.....	33
<b>3. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СИЛАМИ АБО МОМЕНТАМИ.....</b>	<b>38</b>
3.1. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою силою, що розтягує.....	39
3.2. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою стискуючою силою.....	40
3.3. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені згинаючим моментом.....	43
3.4. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені поперечним зусиллям.....	45
3.5. Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили.....	45

<b>4. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД СУМІСНО ДІЮЧИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ.....</b>	<b>49</b>
4.1. Розрахунок циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.....	49
4.2. Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.....	49
<b>5. РОЗРАХУНОК ВИПУКЛИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ.....</b>	<b>51</b>
5.1. Розрахунок еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.....	51
5.2. Розрахунок торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.....	54
<b>6. РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КОНІЧНИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ.....</b>	<b>57</b>
<b>7. РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КОНІЧНИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СИЛАМИ АБО МОМЕНТАМИ.....</b>	<b>62</b>
7.1. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою силою, що розтягує.....	62
7.2. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою стискуючою силою.....	62
7.3. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене згинаючим моментом.....	63
7.4. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене зовнішнім тиском, стискуючою силою і згинаючим моментом.....	64

<b>8. ЗАСТОСУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ДНИЩ І КРИШОК.....</b>	<b>66</b>
8.1. Застосування плоских круглих днищ і кришок.....	66
8.2. Розрахункові схеми круглих пластин.....	69
8.3. Розрахунок плоских круглих днищ і кришок.....	73
8.4. Розрахунок плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском.....	77
<b>9. АЛГОРИТМИ І ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ.....</b>	<b>83</b>
Додаток А. Механічні характеристики сталей.....	104
Додаток Б. Коефіцієнти міцності зварних швів.....	115
Додаток В. Сталевий листовий прокат.....	116
Додаток Г. Модуль пружності під час розтягу.....	119
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....</b>	<b>120</b>

## ПЕРЕЛІК ПОЗНАЧЕНЬ

- $A_k$  – площа поперечного перерізу кільця, м<sup>2</sup>;
- $B_1, B_2$  – коефіцієнти;
- $b$  – відстань між суміжними кільцями жорсткості, м;
- $C$  – сума додатків до розрахункової товщини стінки, м;
- $C_1$  – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації корозії та (або) ерозії, м;
- $C_2$  – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації мінусового допуску, м;
- $C_3$  – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації стоншення стінки елементу посудини або апарата при технологічних операціях, м;
- $C_e$  – додаток до розрахункової товщини стінки для компенсації ерозії, м;
- $C_o$  – додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа, м;
- $D$  – внутрішній діаметр посудини (обичайки, днища), м;
- $D_E$  – ефективний діаметр конічного днища при навантаженні зовнішнім тиском, м;
- $D_F$  – ефективний діаметр конічного днища при осьовому стиску і вигині, м;
- $D_0$  – внутрішній діаметр штуцера, м;
- $D_R$  – розрахунковий діаметр, м;
- $D_2$  – найменший діаметр зовнішньої стоншеної частини кришки, м;
- $D_3$  – діаметр болтового кола, м;
- $D_3$  – зовнішній діаметр посудини (днища), м;

$D_k$  – розрахунковий діаметр конічного днища, м;  
 $D_{c.n}$  – середній діаметр прокладки, м;  
 $d_i$  – діаметр  $i$ -го отвору в днищі або кришці, м;  
 $E$  – модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури, МПа;  
 $E_{20}$  – модуль пружності в умовах розтягу при 20° С, МПа;  
 $e$  – відстань між центром тяжіння поперечного перерізу кільця жорсткості і серединною поверхнею обичайки, м;  
 $F_{\sigma}$  – болтове навантаження, МН;  
 $F_{\sigma.m}$  – болтове навантаження при монтажі, МН;  
 $F_{\sigma.p}$  – болтове навантаження в робочих умовах, МН;  
 $F_n$  – реакція прокладки, МН;  
 $F_R$  – розрахункова сила, МН;  
 $[F]_{E1}$  – допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності, МН;  
 $[F]_{E2}$  – допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, МН;  
 $[F]_{\sigma}$  – допустима осьова стискуюча сила з умови міцності, МН;  
 $f$  – відстань до опори, м;  
 $H$  – висота днища, м;  
 $h$  – висота циліндричної частини (відбортівки) днища, м;

$I$  – ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості, м<sup>4</sup>;  
 $I_k$  – момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, що проходить через центр тяжіння поперечного перерізу кільця, м<sup>4</sup>;  
 $I_R$  – розрахунковий ефективний момент інерції кільця жорсткості, м<sup>4</sup>;  
 $K, K_L, K_2, K_3, K_6$  – коефіцієнти;  
 $K_0$  – коефіцієнт ослаблення плоских днищ і кришок отворами;  
 $K_\varphi$  – коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища;  
 $k$  – коефіцієнт жорсткості обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості;  
 $L$  – довжина циліндричної обичайки, м;  
 $L_E$  – ефективна довжина конічного днища, м;  
 $L_{кр}$  – критична довжина циліндричної обичайки, м;  
 $l_1$  – відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості, м;  
 $l_2$  – відстань між крайніми кільцями жорсткості і наступними ефективними елементами жорсткості, м;  
 $M_N$  – меридіанний згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;  
 $M_r$  – радіальний згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;  
 $M_T$  – кільцевий згинаючий момент, що припадає на одиницю довжини дуги, Н·м/м;  
 $n$  – кількість хвиль зминання;  
 $p$  – розрахунковий тиск, МПа;



$p_u$  – пробний тиск, МПа;

$p_{кр}$  – критичний тиск, МПа;

$p_{кр.min}$  – мінімальний критичний тиск, МПа;

$p_{HR}$  – зовнішній розрахунковий тиск, МПа;

$p_{роб}$  – робочий тиск, МПа;

$[p_H]$  – допустимий зовнішній тиск, МПа;

$[p_H]_1$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки, МПа;

$[p_H]_{1E}$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, МПа;

$[p_H]_{1\sigma}$  – допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва  $\varphi = 1$ ;

$[p_H]_2$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості, МПа;

$[p_H]_E$  – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності, МПа;

$[p_H]_{Eu}$  – допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності при випробуваннях, МПа;

$Q$  – поперечна сила, що припадає на одиницю довжини дуги, Н/м;

$R$  – радіус серединної поверхні (круглої пластини), м;

$R_\delta$  – внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного (напівсферичного) днища або кришки, м;

$R_c$  – внутрішній радіус кривизни сфери (сферичного сегмента днища або кришки), м;

$r$  – радіус закруглення, м;  
 $r_0$  – внутрішній радіус відбортовки, м;  
 $r_T$  – зовнішній радіус відбортовки торосферичного днища, м;  
 $S$  – виконавча товщина стінки обичайки (посудини), м;  
 $S_2$  – товщина плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом в місті ущільнення, м;  
 $S_3$  – товщина кришки поза ущільненням, м;  
 $S_4$  – товщина стоншеної частини кришки у місці кільцевої виточки, м.  
 $S_R$  – розрахункова товщина стінки, м;  
 $S_{n1}$  – виконавча товщина плоского кованого днища, м;  
 $S_{n2}$  – найменша товщина плоского кованого днища у місці кільцевої виточки, м;  
 $W$  – момент опору, м<sup>3</sup>;  
 $v_{кор}$  – швидкість корозії (проникність), м/рік;  
 $x$  – коефіцієнт;  
 $\alpha_k$  – половина кута при вершині конічного днища, град;  
 $\beta_2$  – коефіцієнт форми;  
 $\eta$  – поправковий коефіцієнт;  
 $\lambda$  – гнучкість;  
 $[\sigma]$  – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа;  
 $[\sigma]_{20}$  – допустиме напруження за температури 20° С, МПа;  
 $[\sigma]_u$  – допустиме напруження в умовах випробувань, МПа;  
 $[\sigma]_k$  – допустиме напруження матеріалу кільця (жорсткості) за розрахункової температури, МПа;  
 $\tau$  – строк служби посудини або апарата, рік;

$\varphi$  – коефіцієнт міцності зварного шва;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – коефіцієнти;

$\varphi_T$  – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва;

$\varphi_p$  – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва;

Тлумачення позначень в тексті подається один раз при першому їх появленні.

## ВСТУП

При проектуванні машин та апаратів необхідно враховувати умови експлуатації обладнання. В апаратах хімічних і нафтопереробних виробництв можуть здійснюватися різноманітні фізико-хімічні процеси як при низьких, так і при високих температурах, при надлишковому тиску і при розрідженні. Перероблювані речовини, крім того, можуть бути у різних агрегатних станах, агресивними або нейтральними по відношенню до матеріалу обладнання, токсичними або нешкідливими, пожежовибухонебезпечними. Властивості конструкційного матеріалу під впливом процесів, які здійснюються в посудині або апараті, можуть змінюватися, а якщо невірно вибраний матеріал обладнання, тоді можуть з'являтися нові шкідливі речовини. Перелічені особливості зумовлюють специфічні вимоги до конструювання, розрахунку, виготовлення, випробування, експлуатації обладнання.

Незалежно від типу і виду машини або апарата багато складових елементів є загальними для обладнання хімічних, нафтопереробних, а також біохімічних і газових виробництв (обичайки, днища, кришки, люки, штуцери, фланцеві з'єднання і т. ін.). При проектуванні таких елементів всі розрахунки на міцність, стійкість та жорсткість необхідно виконувати за нормованими методиками.

У навчальному посібнику містяться теоретичні відомості основ інженерних розрахунків елементів посуд і апаратів, які навантажені зовнішніми зусиллями, наведені сучасні стандартні розрахункові формули, питання для самоконтролю, приклади розрахунку, а також довідковий матеріал для забезпечення проведення розрахунків і проектування обладнання. Розроблені алгоритми розрахунків і наведені приклади допоможуть студентам при виконанні курсових і дипломних проєктів.

Розглянутий у навчальному посібнику матеріал відповідає курсам «Розрахунок і конструювання типового обладнання» і «Розрахунки і конструювання елементів папероробних і картоноробних машин», які відіграють важливу роль при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю «Галузеве машинобудування».

Основні стандартизовані терміни і визначення, вимоги до конструювання і виготовлення обладнання та окремих елементів, класифікацію сталей і чавунів та їх застосування, методики визначення допустимих напружень і нормативних параметрів, основи безмоментної теорії розрахунку, а також розрахунки на міцність тонкостінних циліндричних обичайок, випуклих і конічних днищ і кришок, вузлів з'єднання конічних обичайок, які знаходяться під дією внутрішнього тиску наведено у попередніх роботах [1-3].

## 1. ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ ПОСУДИН І АПАРАТІВ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СТИСКУЮЧИМИ ЗУСИЛЛЯМИ.

### ФОРМУЛА САЗЕРЛЕНДА

Можливі випадки роботи обладнання, коли окремі елементи знаходяться під зовнішнім тиском:

1. Апарат працює під вакуумом, тоді на корпус і кришку діє зовнішній барометричний тиск.

2. Апарат має рідинну або парову оболонку, тоді корпус сприймає тиск середовища, що знаходиться в оболонці посудини.

Елементи посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском знаходяться в менш сприятливих умовах порівняно з навантаженням внутрішнім тиском.

Наприклад, при виготовленні циліндричного апарата не завжди вдається виконати ідеальну циліндричну форму. Якщо цей апарат надалі працюватиме під внутрішнім тиском, наявні відхилення будуть згладжуватися. Якщо апарат буде працювати під зовнішнім тиском (рис. 1), тоді кожне відхилення від циліндричної форми буде збільшуватися.

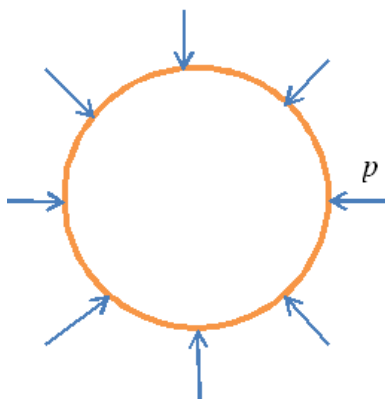


Рис. 1.1. Розрахункова схема навантаження циліндричної обичайки зовнішнім тиском

Існує дві причини збільшення відхилень від правильної циліндричної форми під впливом зовнішніх навантажень:

1. Деформування циліндра може статися у разі порушення міцності стінки при збільшенні первісних відхилень, тому що при цьому будуть виникати додаткові напруження вигину. Порушення міцності стінки відбувається коли напруження у стінці досягає границі міцності метала. Це характерно для циліндрів з достатньою товщиною стінки. Наприклад, коли відношення товщини до діаметру більше 0,04 [4].

2. Явище втрати стійкості форми виникає при напруженні у стінці менше границі плинності металу стінки, але коли зовнішній тиск досягає деякого критичного значення.

Первісні відхилення від циліндричної форми впливають на міцність і стійкість форми апарата або посудини і це необхідно враховувати при виборі коефіцієнта запасу міцності. А самі елементи, які навантажені зовнішнім тиском, недостатньо розраховувати на міцність, потрібно виконати ще і розрахунки на стійкість.

При досягненні зовнішнім тиском деякого критичного значення циліндрична обичайка почне сплющуватися з утворенням двох, трьох, чотирьох і більше хвиль зминання (рис. 1.2).

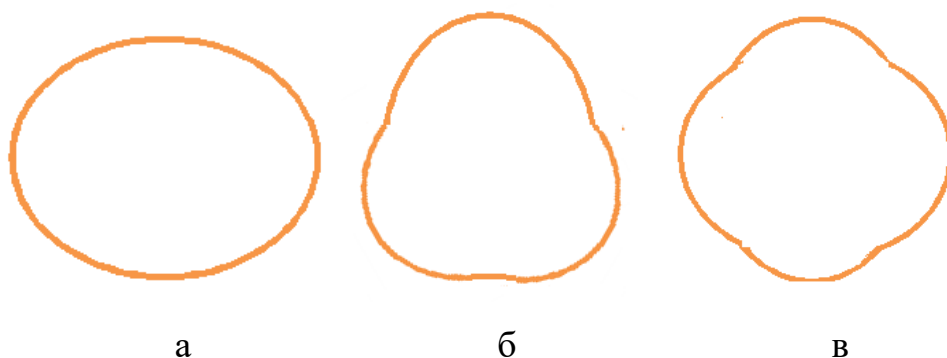


Рис. 1.2. Можливі випадки деформації циліндричної обичайки з утворенням двох (а), трьох (б) і чотирьох (в) хвиль зминання

Деформація виникає при такій кількості хвиль змінання  $n_k$ , коли критичний тиск  $p_{кр}$  буде мінімальним (рис. 1.3).

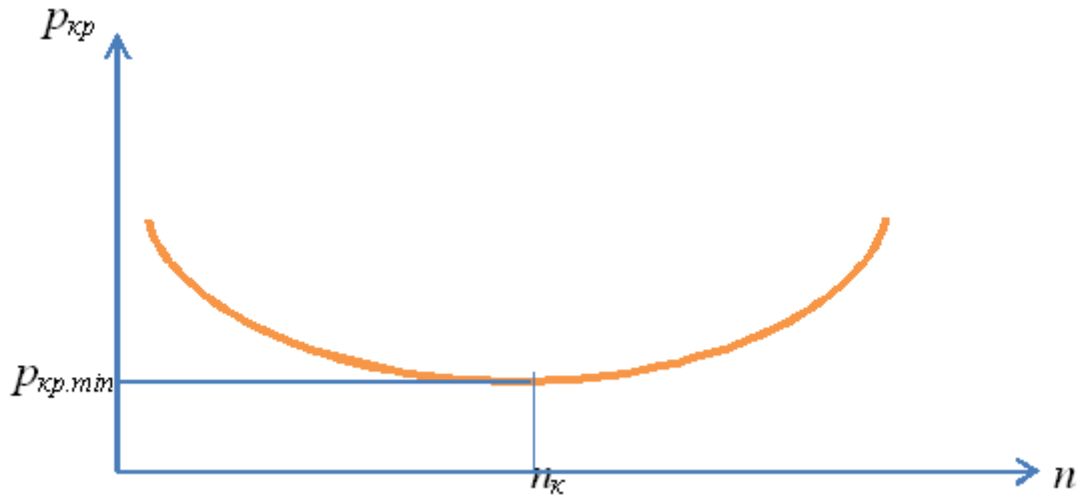


Рис. 1.3. Залежність критичного тиску  $p_{кр}$  від кількості хвиль змінання  $n$

**Критичний тиск  $p_{кр}$**  – це такий тиск, при якому апарат втрачає стійкість.

Величина критичного тиску залежить від визначальних розмірів і товщини стінки елемента, який розраховується, та від фізичних властивостей матеріалу. Для циліндричної обичайки визначальними розмірами є діаметр  $D$ , довжина  $L$  і товщина  $S$  обичайки, а фізичні властивості матеріалу характеризують модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури  $E$  і коефіцієнт Пуассона  $\mu$ .

В розрахунковій практиці запропоновано декілька формул для визначення критичного тиску в циліндричній обичайці, але найзручнішою для математичної обробки є формула Сазерленда:

$$p_{кр} = \frac{ES}{D} \left[ \frac{\pi^4}{8n^4(n^2 - 1)} \left( \frac{D}{L} \right)^4 + \frac{2}{3} \cdot \frac{n^2 - 1}{1 - \mu^2} \left( \frac{S}{D} \right)^2 \right] \quad (1.1)$$



Зробимо заміну:  $\frac{D}{S} = x$ ;  $\frac{L}{D} = y$

Коефіцієнт Пуассона залежить від температури і матеріалу сталі і змінюється незначно. Припустимо, що для сталей  $\mu = 0,3$ , тоді формулу (1.1) можна записати у вигляді:

$$p_{кр} = \frac{E}{x} \left[ \frac{12,2}{n^4(n^2-1)y^4} + 0,73 \frac{n^2-1}{x^2} \right] \quad (1.2)$$

Для знаходження мінімального значення критичного тиску візьмемо похідну. У точці перегину:  $\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = 0$ .

Приймаємо, що  $(n^2 - 1) \approx n^2$  (Для труб  $4 \leq n \leq 25$ ).

Тоді:

$$\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = \frac{d}{dn} \left\{ \frac{E}{x} \left[ \frac{12,2}{n^6 y^4} + 0,73 \frac{n^2}{x^2} \right] \right\} = 0,$$

$$\frac{\partial p_{кр}}{\partial n} = \frac{E}{x} \left[ -\frac{73,2}{n^7 y^4} + \frac{1,46n}{x^2} \right] = 0.$$

$$\frac{E}{x} \neq 0, \text{ тому } -\frac{73,2}{n^7 y^4} + \frac{1,46n}{x^2} = 0,$$

$$-73,2x^2 + 1,46n^8 y^4 = 0,$$

$$n^8 = \frac{73,2x^2}{1,46y^4},$$

$$n = \sqrt[4]{\frac{7,06x}{y^2}}.$$

Підставляємо значення  $n$  у рівняння (1.2):

$$p_{кр} = \frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}} \quad (1.3).$$

Для довгих обичайок:  $\frac{L}{D} = y \rightarrow \infty$ , а кількість хвиль завжди  $n = 2$ .

Тоді перша складова формули (1.1) буде дорівнювати 0, а сама формула приймає вигляд:

$$p_{кр} = \frac{ES}{D} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{2^2 - 1}{1 - \mu^2} \left( \frac{S}{D} \right)^2 \quad \text{або}$$

$$p_{кр} = \frac{2}{1 - \mu^2} E \left( \frac{S}{D} \right)^3. \quad (1.4)$$

Формула (1.4) має назву формули Бресса.

Враховуючи, що  $\frac{D}{S} = x$ , а  $\mu = 0,3$ , формула Бресса запишеться у вигляді:

$$p_{кр} = \frac{2,2E}{x^3} \quad (1.5).$$

Якщо зменшувати довжину обичайки, можна дійти до випадку, коли здійснюється перехід від формули (1.5) до формули (1.3). Прирівнюючи ці формули, знайдемо значення  $L_{кр}$ , тобто довжину, перевищення якої означає, що циліндрична обичайка вважається довгою (рис. 1.4):

$$\frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}} = \frac{2,2E}{x^3}.$$

Звідки:

$$y = L_{кр} = \frac{2,59x^3}{2,2x^2\sqrt{x}} = 1,18\sqrt{x}$$

$$\text{або } L_{кр} = 1,18D\sqrt{\frac{D}{S}} \quad (1.6)$$

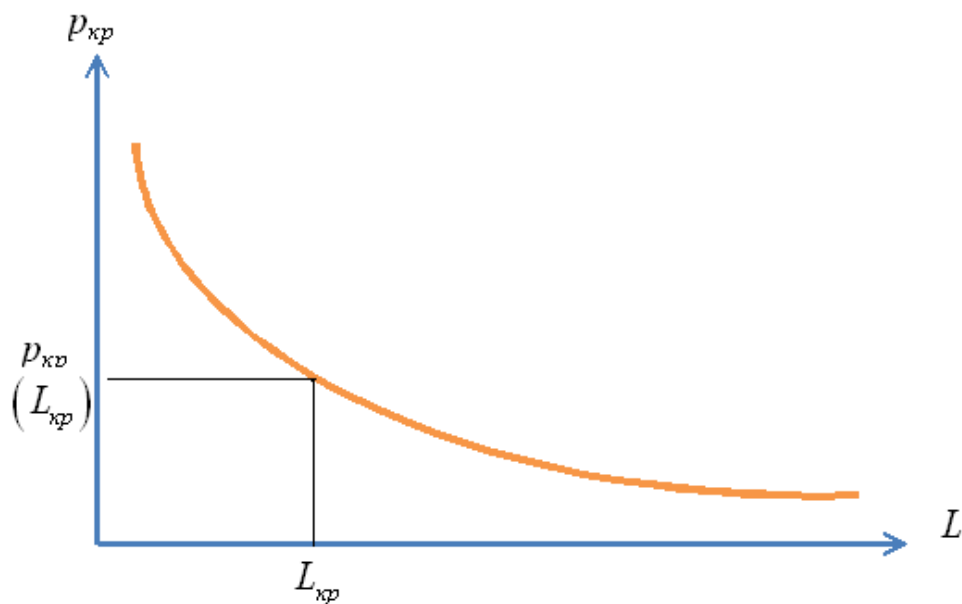


Рис. 1.4. Залежність критичного тиску  $p_{кр}$  від довжини циліндричної обичайки  $L$

Для довжин обичайок більше значення  $L_{кр}$  користуються формулою (1.5), менше  $L_{кр}$  – формулою (1.3).

За допомогою виведених формул були отримані формули для розрахунку товщини стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.

При виконанні розрахунків належить приймати за розрахунковий тиск такий зовнішній тиск, що може виникнути при найнесприятливіших умовах роботи обладнання.

### Питання для самоконтролю до розділу 1

1. Проаналізувати особливості роботи посудин і апаратів, які навантажені зовнішнім тиском.
2. Обґрунтувати причини збільшення відхилень від правильної циліндричної форми обичайки під впливом зовнішніх навантажень.

3. Дати визначення критичному тиску.
4. Пояснити від чого залежить величина критичного тиску.
5. Навести формулу Сазерленда.
6. Пояснити яким чином отримана формула Бресса.
7. Пояснити яким чином отримана формула для розрахунку критичної довжини циліндричної обичайки.

### Приклади до розділу 1

**1. Завдання.** Визначити критичний тиск для циліндричної обичайки.

*Вихідні дані.* Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки  $S = 0,008$  м; діаметр циліндричної обичайки  $D = 1,6$  м; довжина циліндричної обичайки  $L = 3$  м; модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа.

*Рішення.* Критичний тиск циліндричної обичайки  $p_{кр} = \frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}}$ .

$$\text{Відношення } x = \frac{D}{S} = \frac{1,6}{0,008} = 200.$$

$$\text{Відношення } y = \frac{L}{D} = \frac{3}{1,6} = 1,875.$$

$$\text{Тоді критичний тиск } p_{кр} = \frac{2,59E}{yx^2\sqrt{x}} = \frac{2,59 \cdot 1,85 \cdot 10^5}{1,875 \cdot 200^2 \sqrt{200}} = 0,452 \text{ МПа}.$$

**2. Завдання.** Визначити критичний тиск для довгої циліндричної обичайки.

*Вихідні дані.* Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки  $S = 0,004$  м; діаметр циліндричної обичайки  $D = 0,2$  м; коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ ; модуль пружності в умовах розтягу за розрахункової температури  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа.

*Рішення.* Критичний тиск циліндричної обичайки за формулою

$$\text{Бресса: } p_{кр} = \frac{2}{1-\mu^2} E \left( \frac{S}{D} \right)^3 = \frac{2}{1-0,3^2} 1,85 \cdot 10^5 \left( \frac{0,004}{0,2} \right)^3 = 3,253 \text{ МПа.}$$

**3. Завдання.** Визначити критичну довжину для циліндричної обичайки.

*Вихідні дані.* Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки  $S = 0,008$  м; діаметр циліндричної обичайки  $D = 1,6$  м.

*Рішення.* Критична довжина циліндричної обичайки

$$L_{кр} = 1,18D \sqrt{\frac{D}{S}} = 1,18 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{1,6}{0,008}} = 26,7 \text{ м.}$$

## **2. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ**

### **2.1. Розрахунок товщини гладкої циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском**

Розрахунок слід виконувати за ГОСТ 14249-89 [5].

Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском:

$$S_R = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot p_{HR} \cdot D}{2[\sigma]} \right\},$$

де  $K_2$  – коефіцієнт,  $p_{HR}$  – зовнішній розрахунковий тиск, МПа;  $[\sigma]$  – допустиме напруження за розрахункової температури, МПа.

Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском:

$$S = S_R + C + C_0,$$

де  $C$  – сума додатків до розрахункової товщини, м;  $C_0$  – додаток до розрахункової товщини стінки, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа, м.

Суму додатків до розрахункової товщини  $C$  відповідно до ГОСТ 14249-89 [5] належить визначати за формулою

$$C = C_1 + C_2 + C_3,$$

де  $C_1$  – додаток для компенсації корозії і (або) ерозії;  $C_2$  – додаток для компенсації мінусового допуску;  $C_3$  – технологічний додаток.

Додаток для компенсації корозії і ерозії:

$$C_1 = v_{кор} \tau + C_e,$$

де  $v_{кор}$  – швидкість корозії (проникність), м/рік;  $\tau$  – строк служби апарата у роках;  $C_e$  – додаток для компенсації ерозії, м.

Звичайно, при  $v_{кор} \leq 5 \cdot 10^{-5}$  м/рік додаток для компенсації корозії не розраховують за формулою (1.3), а приймають  $10^{-3}$  м. Якщо у довідковій літературі немає даних о величині  $v_{кор}$ , але відомо, що у робочих умовах елемент, який розраховується, стійкий до середовища, що його оточує, складова додатка  $C_1$  для компенсації корозії приймається  $2 \cdot 10^{-3}$  м.

Додаток  $C_1$  при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.

Додаток для компенсації корозії до товщини внутрішніх елементів повинен бути:

$2C_1$  – для незнімних навантажених елементів, а також для внутрішніх кришок і трубних решіток теплообмінників;

$0,5C_1$ , але не менше 2 мм – для знімних навантажених елементів;

$C_1$  – для незнімних ненавантажених елементів.

При наявності на плоскій кришці або трубній решітці канавок додаток для компенсації корозії приймається з урахуванням глибини цих канавок.

Для внутрішніх знімних ненавантажених елементів додаток для компенсації корозії не враховується.

Якщо через робочі умови недоцільно збільшувати товщину стінки за рахунок додатка для компенсації корозії, тоді рекомендується корозійний захист: плакирування, футерування або наплавлення.

Додаток для компенсації корозії не враховується при виборі металевих прокладок для фланцевих з'єднань, болтів, опор, теплообмінних стояків, труб і перегородок.

Додаток  $C_e$  належить враховувати у таких випадках:

- 1) при переміщенні середовища в апараті зі значними швидкостями (для рідких середовищ – більше 20 м/с, для газоподібних – більше 100 м/с);
- 2) при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок;
- 3) при ударній дії середовища на деталь [6].

Додаток на компенсацію мінусового допуску  $C_2$  і технологічний додаток  $C_3$  враховують у випадках, коли їх сумарне значення перебільшує 5% номінальної товщини листа [5].

Технологічний додаток  $C_3$  передбачає компенсацію стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін. Залежно від прийнятої технології цей додаток належить враховувати при розробці робочих креслень.

Технологічний додаток  $C_3$  не включає в себе округлення розрахункової товщини до стандартної товщини листа.

При розрахунку випуклих днищ, що виготовлені штампуванням, технологічні додатки для компенсації стоншення враховують у всіх випадках.

Товщини обичайок, днищ, опор з урахуванням додатка для компенсації корозії повинна бути не менше  $D/1000 + 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – із вуглецевих і низьколегованих сталей, де  $D$  - внутрішній діаметр обичайки, днища, опори, м;  $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – із сталей аустенітного і аустенітно-феритного класів.

Коефіцієнт  $K_1$ :

$$K_1 = \frac{0,865 n_y p_{HR}}{2,4 \cdot 10^{-6} E},$$

де  $n_y$  – коефіцієнт запасу стійкості.

Для робочих умов  $n_y = 2,4$ ; для умов випробувань  $n_{yu} = 1,8$ .

Коефіцієнт  $K_3$ :

$$K_3 = \frac{l_R}{D},$$

де  $l_R$  – розрахункова довжина циліндричної обичайки, м.

Для корпусів з випуклим днищем (рис. 2.1) розрахункова довжина  $l_R$  визначається за формулою:

$$l_R = L + h + \frac{H}{3},$$

де  $h$  – довжина циліндричної частини днища (відбортовка), м;  $H$  – висота днища, м.



Якщо з іншого боку також є днище, що знаходиться під зовнішнім тиском, тоді треба збільшити розрахункову довжину на відповідну величину.

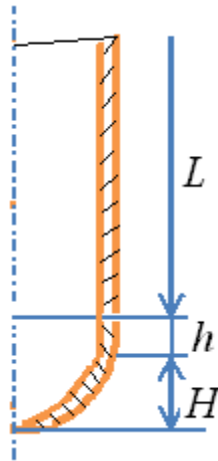


Рис. 2.1. Корпус з випуклим днищем

Для корпусів з конічним днищем (рис. 2.2) розрахункова довжина  $l_R$  визначається за формулою:

$$l_R = L + h + l_k,$$

де  $l_k$  – довжина конічного днища, яка враховується при визначенні розрахункової довжини  $l_R$ , м.

Для конічних днищ без відбортки  $l_k = \frac{D}{6 \tan \alpha_k}$ , але не більше довжини конічного днища, де  $\alpha_k$  – половина кута при вершині конічного днища, град.

Для конічних днищ з відборткою  $l_k = \max \left\{ r_0 \sin \alpha_k; \frac{D}{6 \tan \alpha_k} \right\}$ , але не більше довжини конічного днища, де  $r_0$  – внутрішній радіус відбортки, м.

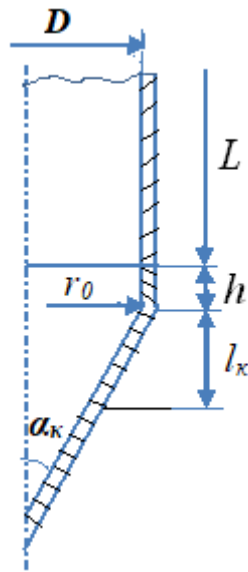


Рис. 2.2. Корпус з конічним днищем

Для обичайок, які укріплені кільцями жорсткості, за розрахункову довжину  $l_R$  приймають найбільшу довжину між кільцями жорсткості.

Коефіцієнт  $K_2$  визначається за номограмою (рис. 2.3) залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ .

Наведену номограму можна використовувати для розрахунку товщини стінки (I) за допомогою коефіцієнта  $K_2$ , для визначення допустимого зовнішнього тиску (II) через коефіцієнт  $K_1$  і для розрахунку допустимої розрахункової довжини (III) за допомогою коефіцієнта  $K_3$  (рис. 2.4).

Допустимий зовнішній тиск з умов міцності у робочих умовах для циліндричної обичайки:

$$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C}.$$

Для литих циліндричних обичайок необхідно розрахувати також допустимий зовнішній тиск з умов міцності при випробуваннях за формулою:

$$[p_H]_{\sigma u} = \frac{2[\sigma]_u (S - C)}{D + S - C},$$

де  $[\sigma]_u$  – допустиме напруження в умовах випробувань, МПа.

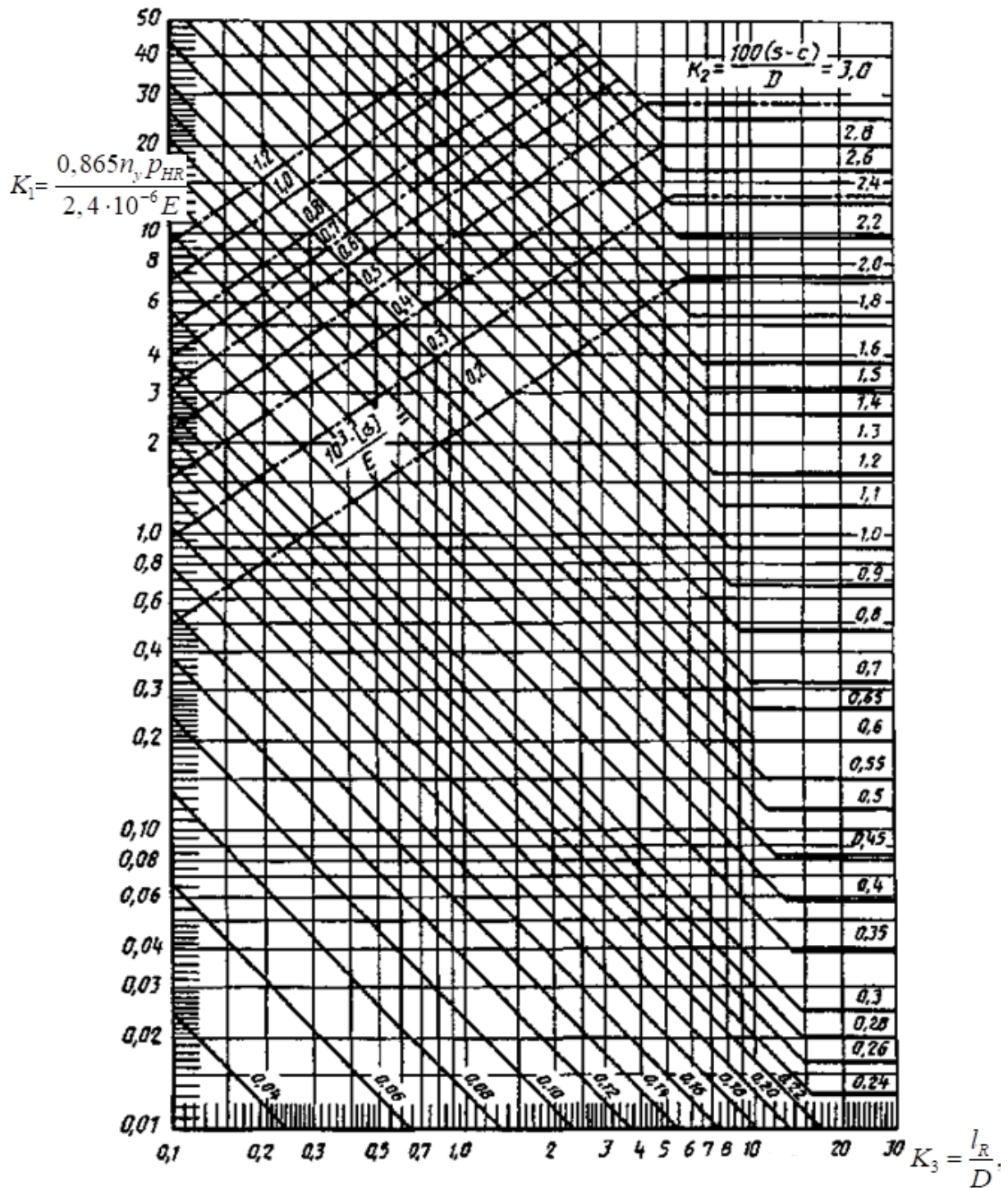


Рис. 2.3. Номограма для визначення коефіцієнта  $K_2$  [5]

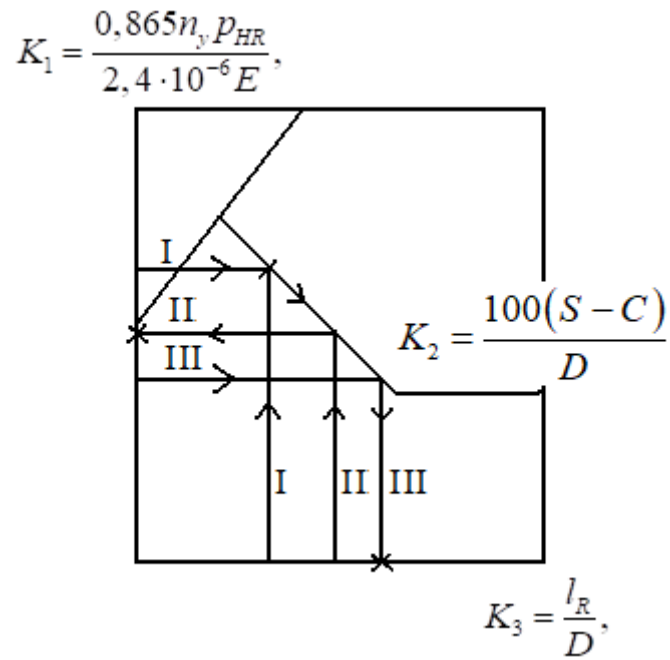


Рис. 2.4. Приклади використання номограми

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності для циліндричної обичайки у робочих умовах:

$$[p_f]_A = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5},$$

$$\text{де } B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45 D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}.$$

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності в умовах випробувань (додатково розраховується для литих циліндричних обичайок):

$$[p_H]_{Eu} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_{yu} B_1} \cdot \frac{D}{l_R} \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}.$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості для робочих умов:

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}.$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості при випробуваннях (додатково розраховується для литих посудин):

$$[p_H]_u = \frac{[p_H]_{\sigma u}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_{\sigma u}}{[p_H]_{Eu}} \right)^2}}.$$

Необхідно звернути увагу, що допустимий зовнішній тиск для циліндричної обичайки з урахуванням умов міцності і стійкості  $[p_H]$  (або  $[p_H]_u$ ) буде завжди менше найменшого з двох значень:  $[p_H]_\sigma$  і  $[p_H]_E$  (або  $[p_H]_{\sigma u}$  і  $[p_H]_{Eu}$ ) (рис. 2.5).

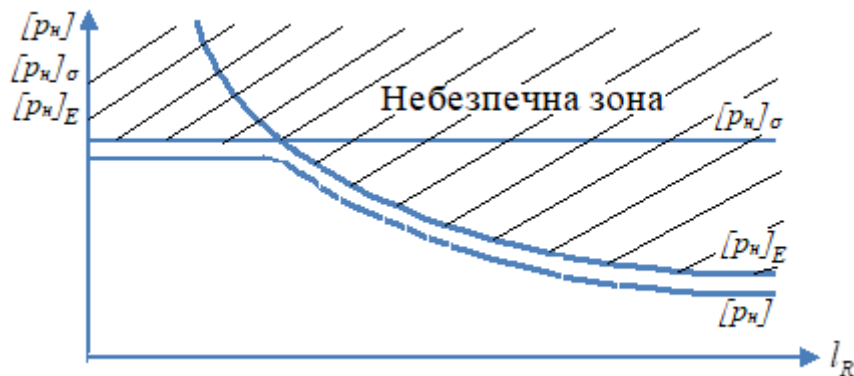


Рис. 2.5. Залежність допустимих зовнішніх тисків  $[p_H]$ ,  $[p_H]_\sigma$  і  $[p_H]_E$  від розрахункової довжини циліндричної обичайки  $l_R$

Умова стійкості циліндричної обичайки для робочих умов:

$$p_{HR} \leq [p_H].$$

Умова стійкості циліндричної обичайки для умов випробувань:

$$p_u \leq [p_H]_u.$$

Пробний тиск  $p_u$  необхідно розраховувати за такими формулами:

$$p_u = 1,25 p_{HR} \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} - \text{для всіх посудин і деталей, за винятком литих,}$$

$$p_u = 1,5 p_{HR} \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} - \text{для литих посудин і деталей,}$$

де  $[\sigma]_{20}$  – допустиме напруження за температури 20° С, МПа.

### Питання для самоконтролю до розділу 2.1

1. Навести порядок розрахунку товщина стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.
2. Навести інші приклади використання номограми, яка застосовується для визначення коефіцієнта  $K_2$ .
3. Пояснити як визначається розрахункова довжина циліндричної обичайки  $l_R$  при обчисленні товщини її стінки в умовах навантаження зовнішнім тиском.
4. Проаналізувати залежність допустимого зовнішнього тиску для циліндричної обичайки  $[p_H]$  від величин допустимих зовнішніх тисків з урахуванням умов міцності і стійкості:  $[p_H]_\sigma$  і  $[p_H]_E$ .

### Приклади до розділу 2.1

**1. Завдання.** Визначити розрахункову довжину циліндричної обичайки  $l_R$  корпуса посудини з випуклим днищем.

*Вихідні дані.* Довжина циліндричної обичайки  $L = 1$  м; довжина циліндричної частини днища (відбортовки)  $l_0 = 0,06$  м; висота днища  $H = 0,25$  м.

*Рішення.* Розрахункова довжина циліндричної обичайки

$$l_R = L + l_0 + \frac{H}{3} = 1 + 0,06 + \frac{0,25}{3} = 1,143 \text{ м.}$$

**2. Завдання.** Визначити розрахункову довжину циліндричної обичайки  $l_R$  корпуса посудини з конічним днищем з відбортовкою.

*Вихідні дані.* Довжина циліндричної обичайки  $L = 1$  м; діаметр циліндричної обичайки  $D = 0,8$  м; довжина циліндричної частини днища (відбортовки)  $l_0 = 0,06$  м; висота днища  $H = 0,9$  м; внутрішній радіус відбортовки  $r_0 = 0,5$  м; половина кута при вершині конічного днища  $\alpha_k = 30^\circ$ .

*Рішення.* Довжина конічного днища з відбортовкою, яка враховується при визначенні розрахункової довжини циліндричної обичайки

$$l_k = \max \left\{ r_0 \sin \alpha_k; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k} \right\} = \max \left\{ 0,5 \sin 30^\circ; \frac{0,8}{6 \operatorname{tg} 30^\circ} \right\} = \max \{0,25; 0,231\} = 0,25 \text{ м.}$$

$l_k < H$  – необхідна умова виконана.

Розрахункова довжина циліндричної обичайки

$$l_R = L + l_0 + l_k = 1 + 0,06 + 0,25 = 1,31 \text{ м.}$$

**3. Завдання.** Визначити розрахункову товщину стінки циліндричної обичайки  $S_R$ , яка навантажена зовнішнім тиском в робочих умовах.

*Вихідні дані.* Розрахункова довжина циліндричної обичайки  $l_R = 1,31$  м.; діаметр циліндричної обичайки  $D = 0,8$  м; модуль пружності в умовах розтягу  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа; зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,5$  МПа, допустиме напруження матеріалу стінки при розрахунковій температурі  $[\sigma] = 144$  МПа.

*Рішення.* Для робочих умов коефіцієнт запасу стійкості  $n_y = 2,4$ .

$$\text{Коефіцієнт } K_1 = \frac{0,865 n_y p_{HR}}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{0,865 \cdot 2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5} = 2,16.$$

$$\text{Коефіцієнт } K_3 = \frac{l_R}{D} = \frac{1,31}{0,8} = 1,64.$$

Коефіцієнт  $K_2$  знаходимо за номограмою (рис. 2.3) залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ :  $K_2 = 0,73$ .

Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском:

$$\begin{aligned} S_R &= \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot p_{HR} \cdot D}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ 0,7 \cdot 0,8 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 0,8}{2 \cdot 144} \right\} = \\ &= \max \{ 5,6 \cdot 10^{-3}; 1,53 \cdot 10^{-3} \} = 5,6 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

**4. Завдання.** Визначити виконавчу товщину  $S$  стінки тонкостінної циліндричної обичайки.

*Вихідні дані.* Розрахункова товщина  $S_R = 0,00695$  м; швидкість корозії матеріалу стінки  $v_{кор} = 0,07$  мм/рік; термін роботи посудини  $\tau = 15$  років; сума технологічного додатка  $C_3$  і додатка до розрахункової товщини, який враховує від'ємний допуск  $C_2$  менше 5% номінальної товщини стінки посудини.

*Рішення.* Через те, що  $v_{кор} > 0,05$  мм/рік, додаток для компенсації корозії  $C_1 = v_{кор} \cdot \tau = 0,07 \cdot 15 = 1,05$  мм =  $1,05 \cdot 10^{-3}$  м.

Через те, що сума додатків до розрахункової товщини  $C_2 + C_3 < 0,05S$ , у подальших розрахунках додатки  $C_2$  і  $C_3$  не враховуються.



Сума додатків до розрахункової товщини  $C = C_1 + C_2 + C_3 = 1,05 \cdot 10^{-3} + 0 + 0 = 1,05 \cdot 10^{-3}$  м.

Виконавча товщина  $S = S_R + C + C_0 = 0,00695 + 1,05 \cdot 10^{-3} = 0,008$  м.

**5. Завдання.** Визначити допустимий зовнішній тиск  $[p_H]$  (МПа) для циліндричної тонкостінної обичайки, яка навантажена зовнішнім тиском.

*Вихідні дані.* Допустимий зовнішній тиск з умов міцності  $[p_H]_\sigma = 1,5$  МПа; допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності  $[p_H]_E = 0,8$  МПа.

*Рішення.* Допустимий зовнішній тиск

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}} = \frac{1,5}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,5}{0,8} \right)^2}} = 0,706 \text{ МПа.}$$

## **2.2. Укріплення циліндричних обичайок кільцями жорсткості.**

### **Розрахунок товщини циліндричної обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості і навантажена зовнішнім тиском**

При збільшенні довжини обичайки, яка працює під зовнішнім тиском, її жорсткість зменшується, а збільшена товщина стінки для підвищення жорсткості робить апарат надто важким.

Тому, для підвищення стійкості обичайки без збільшення її товщини доцільно використовувати кільця жорсткості. В цьому випадку за розрахункову довжину приймають максимальну відстань між кільцями жорсткості обичайки. Тому, чим менше буде відстань між кільцями жорсткості, тим менше буде і розрахункова товщина обичайки, яка знаходиться під дією зовнішнього тиску.

Кільця жорсткості найчастіше виготовляють з профільного прокату (рис. 2.6). При виконанні прямокутних у поперечному перерізі кілець жорсткості відношення висоти кільця до його ширини рекомендується приймати в діапазоні 4...5. Загальна довжина зварного шва з кожного боку повинна бути не менше половини довжини кола. Дозволяється виконувати зварні шви переривчастими, але відстань між кінцями сусідніх швів не повинна перевищувати товщину стінки обичайки більш, ніж у 8 разів [7].

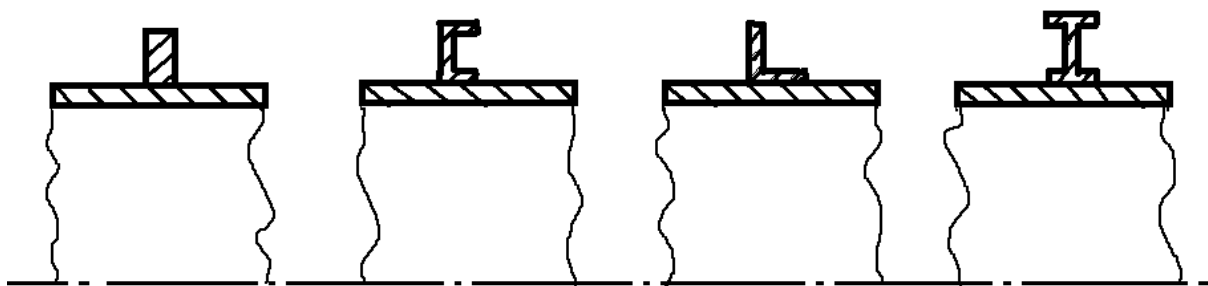


Рис. 2.6. Кільця жорсткості

Також кільця жорсткості встановлюють і всередині обичайок. Укріплювати обичайку можуть також опорні кільця внутрішнього обладнання апарата або посудини і фланці.

Ефективну довжину стінки  $l_e$  обичайки, яка враховується при визначенні ефективного моменту інерції, необхідно визначати з умови:

$$l_e = \min \{ l_1; t_n + 1,1\sqrt{D(S - C)} \},$$

де  $l_1$  – відстань між центрами ваги поперечних перерізів сусідніх кілець жорсткості, м;  $t_n$  – ширина поперечного перерізу кільця жорсткості в місті його приварки до обичайки, м.

Ефективний момент інерції  $I$  розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості:

$$I = I_{\kappa} + \frac{l_1(S - C)^3}{10,9} + e^2 \frac{A_{\kappa} l_e (S - C)}{A_{\kappa} + l_e (S - C)},$$

де  $I_{\kappa}$  – момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, що проходить через центр тяжіння поперечного перерізу кільця, м<sup>4</sup>;  $A_{\kappa}$  – площа поперечного перерізу кільця, м<sup>2</sup>;  $e$  – відстань між центром тяжіння поперечного перерізу кільця жорсткості і серединною поверхнею обичайки, м.

При визначенні моменту інерції кільця жорсткості слід враховувати додаток до розрахункової товщини стінки  $C_I$  для компенсації корозії.

Коефіцієнт жорсткості обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості:

$$k = \sqrt{\frac{10,9I}{l_1(s - c)^3}}.$$

Допустимий зовнішній тиск визначається з умови:

$$[p_H] = \min \{ [p_H]_1; [p_H]_2 \},$$

де  $[p_H]_1$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки, МПа;  $[p_H]_2$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості всієї обичайки:

$$[p_H]_1 = \frac{[p_H]_{1\sigma}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_{1\sigma}}{[p_H]_{1E}} \right)^2}},$$

де  $[p_H]_{1\sigma}$  – допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва  $\varphi = 1$ ;  $[p_H]_{1E}$  – допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності всієї обичайки при коефіцієнті міцності зварного шва  $\varphi = 1$ :

$$[p_H]_{1\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C) + 2\frac{A_\kappa}{l_1}[\sigma]_\kappa}{D + S - C},$$

де  $[\sigma]_\kappa$  – допустиме напруження матеріалу кільця (жорсткості) за розрахункової температури, МПа.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_{1E} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{kB_2 n_y} \left[ \frac{100k(S - C)}{D} \right]^{2,5},$$

де коефіцієнт  $B_2 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100k(s - c)}} \right\}$ .

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості  $[p_H]_2$  знаходиться при значенні розрахункової довжини  $l_R = \max \left\{ b; l_2 - \frac{t_n}{2} \right\}$ , де  $b$  – відстань між суміжними кільцями жорсткості, м;  $l_2$  – відстань між крайніми кільцями жорсткості і наступними ефективними елементами жорсткості, м.

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості обичайки між кільцями жорсткості  $[p_H]_2$  розраховується за формулами для визначення  $[p_H]$ , які наведені в розділі 2.1. При цьому допустимий зовнішній тиск з умов міцності  $[p_H]_\sigma$  можна розраховувати і за такою формулою:

$$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + (S - C)} \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\lambda_n^2}{\Phi_p}},$$

де  $\Phi_p$  – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва,  $\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s - c)}$ .

Товщину стінки  $S$  або відстань  $b$  між кільцями жорсткості для зовнішнього розрахункового тиску  $p_{HR}$  визначають за допомогою

номограми (рис. 2.3, 2.4). При використанні номограми (рис. 2.3) належить приймати  $l_R = b$ .

Розрахунковий ефективний момент інерції кільця жорсткості:

$$I_R = \frac{0,1 p_R D^3 l_1}{E} \frac{n_y}{2,4} K_5.$$

Коефіцієнт  $K_5$  визначають за графіком (рис. 2.7).

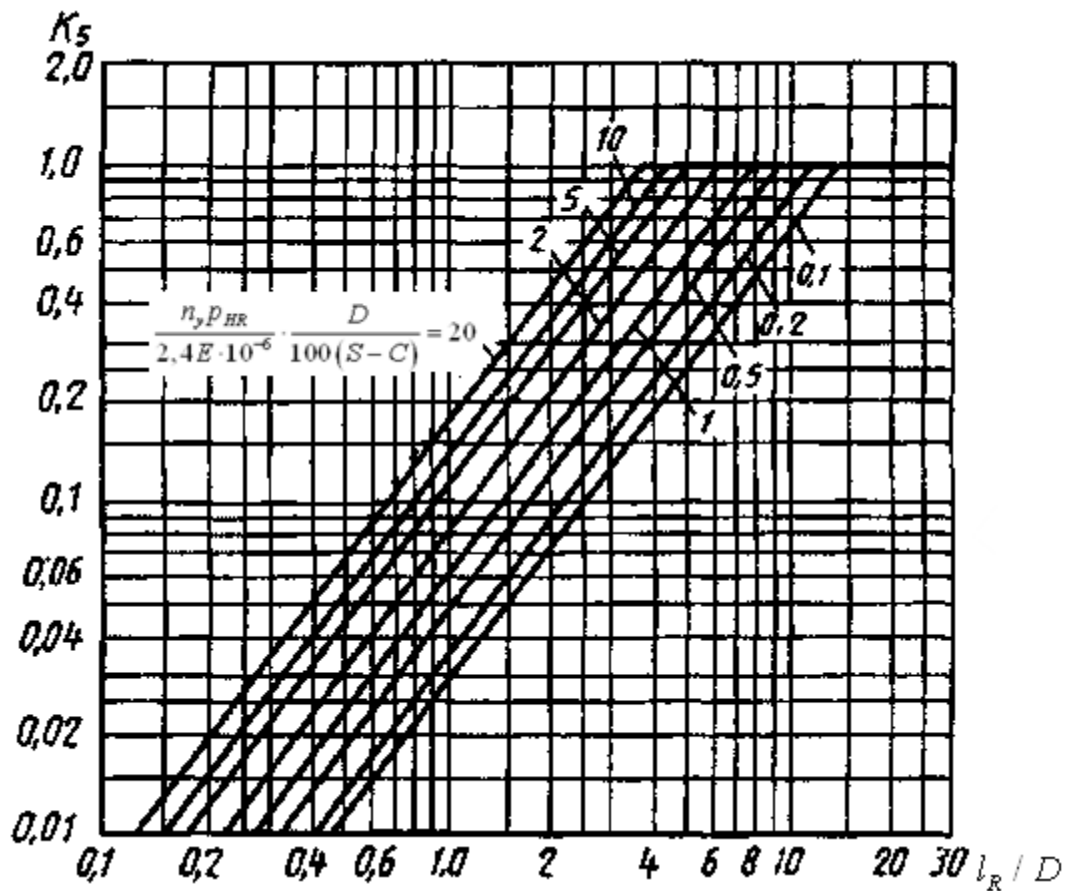


Рис. 2.7. Графік для визначення коефіцієнта  $K_5$

Профіль кільця жорсткості з моментом інерції  $I_K$  обирається за допомогою методу послідовних наближень до моменту забезпечення умови  $I \geq I_R$ .

### **Питання для самоконтролю до розділу 2.2**

1. Проаналізувати підвищення стійкості обичайки за допомогою кілець жорсткості.
2. Навести порядок визначення допустимого зовнішнього тиску обичайки, яка укріплена кільцями жорсткості.
3. Пояснити, як визначається товщина стінки  $S$  циліндричної обичайки з кільцями жорсткості, яка навантажена зовнішнім тиском і відстань  $b$  між кільцями жорсткості.
4. Навести порядок вибору профілю кілець жорсткості.

### **3. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СИЛАМИ АБО МОМЕНТАМИ**

При проведенні розрахунків визначаються робочі максимальні і допустимі навантаження для конкретної циліндричної обичайки, які надалі порівнюються між собою.

Залежно від конструкції осьова сила, яка виникає від ваги обладнання, може бути стискуючою у всьому апараті (рис 4.1а) або тільки у верхній частині, а в нижній частині апарата – такою, що розтягує (рис 4.1б).

Для горизонтально розташованого апарата у випадку, коли розрахункова температура відрізняється від монтажною, може виникнути осьова стискуюча сила через температурні напруження через неможливість вільного термічного подовження корпусу. Якщо опори рухомі, тоді осьовою силою буде сила тертя (рис 4.1в).

В апараті з оболонкою (рис 4.1г) на днище буде діяти сила, що розтягує. Ця сила виникає від ваги рідини, що знаходиться всередині апарата. З іншого боку днища знизу вгору діє осьова стискуюча сила, яка обумовлена тиском середовища в оболонці.

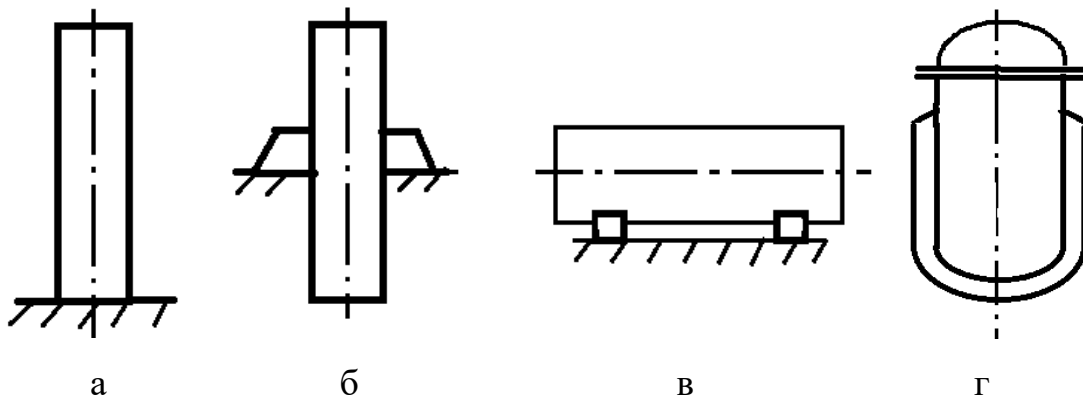


Рис. 3.1. Варіанти конструктивного виконання посудин і апаратів

### 3.1. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою силою, що розтягує

Розрахункова товщина стінки:

$$S_R = \frac{F_R}{\pi D [\sigma] \varphi_T},$$

де  $F_R$  – розрахункова сила, МН;  $\varphi_T$  – коефіцієнт міцності кільцевого зварного шва.

Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + C + C_0.$$

Допустима осьова сила, що розтягує:

$$[F] = \pi (D + S - C) (S - C) [\sigma] \varphi_T.$$

### 3.2. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені осьовою стискуючою силою

Допустима осьова стискуюча сила з умови міцності:

$$[F]_{\sigma} = \pi(D + S + C)(S - C)[\sigma].$$

Допустима осьова стискуюча сила з умови стійкості в границях пружності:

$$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \},$$

де  $[F]_{E1}$  – допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності, МН;  $[F]_{E2}$  – допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності, МН.

Якщо  $\frac{l_R}{D} < 10$ , тоді  $[F]_E = [F]_{E1}$ .

Допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}.$$

Допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності:

$$[F]_{E2} = \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left( \frac{\pi}{\lambda} \right)^2,$$

де  $\lambda$  – гнучкість.

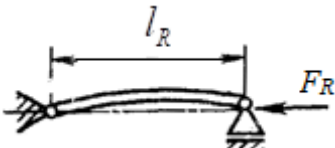
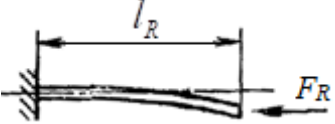
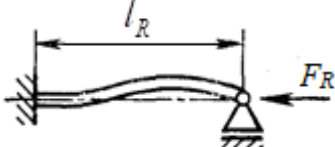
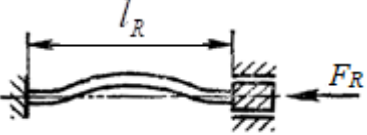
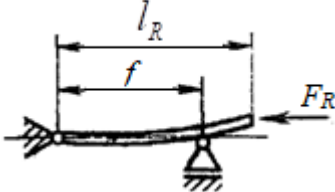
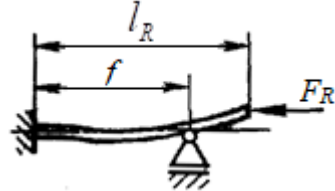
Гнучкість визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - C}.$$

Зведена довжина циліндричної обичайки  $l_{np}$  визначається за ГОСТ 14249-89 залежно від закріплення обичайки (табл. 3.1).



Таблиця 3.1. Зведена довжина циліндричної обичайки  $l_{np}$

Розрахункова схема	$f/l_{np}$	$l_{np}$
	–	$l_R$
	–	$2l_R$
	–	$0,7l_R$
	–	$0,5l_R$
	0	$2,00l_R$
	0,2	$1,73l_R$
	0,4	$1,47l_R$
	0,6	$1,23l_R$
	0,8	$1,06l_R$
	1,0	$1,00l_R$
	0	$2,00l_R$
	0,2	$1,70l_R$
	0,4	$1,40l_R$
	0,6	$1,11l_R$
	0,8	$0,85l_R$
	1,0	$0,70l_R$

Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності і стійкості:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E} \right)^2}}.$$

Для робочих умов ( $n_y = 2,4$ ) допустиму осьову стискуючу силу  $[F]$  можна визначати за формулою:

$$[F] = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] \min\{\varphi_1, \varphi_2\},$$

де  $\varphi_1, \varphi_2$  – коефіцієнти, що визначаються графічно (рис. 3.2, 3.3).

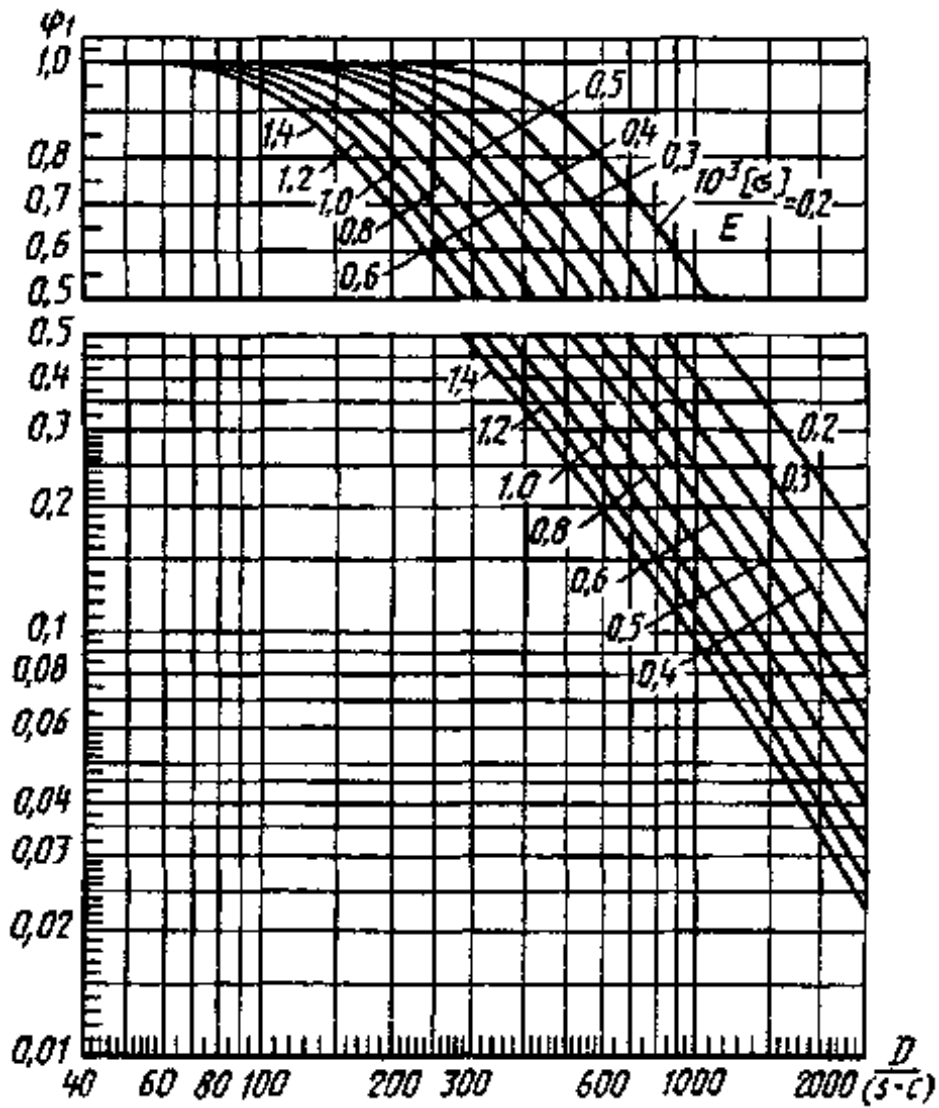


Рис. 3.2. Графік для визначення коефіцієнта  $\varphi_1$

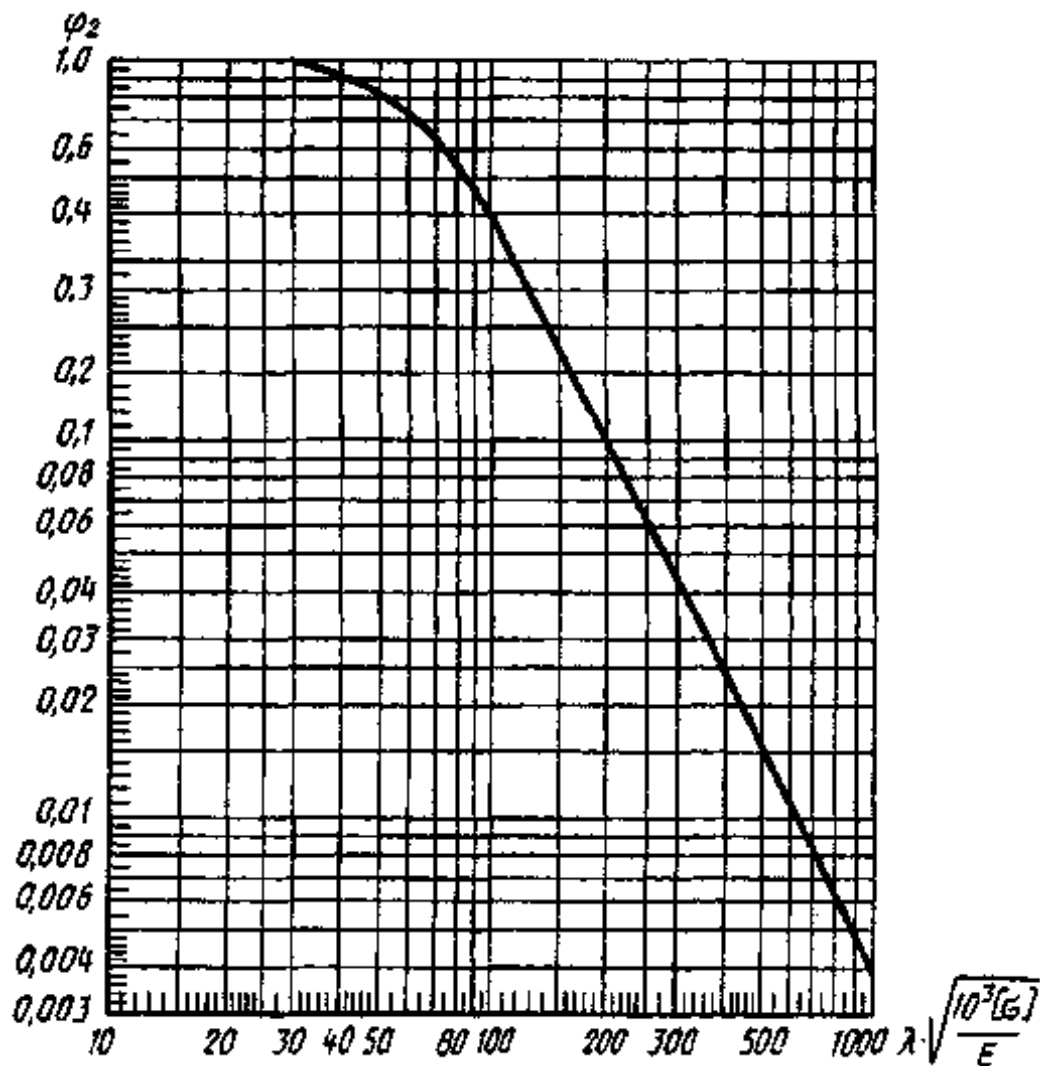


Рис. 3.3. Графік для визначення коефіцієнта  $\varphi_2$

Умова стійкості:

$$F_R \leq [F].$$

### 3.3. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені згинаючим моментом

Допустимий згинаючий момент з умови міцності:

$$[M]_{\sigma} = \frac{\pi D(D + S - C)(S - C)}{4} [\sigma] = 0,25D[F]_{\sigma}.$$

Допустимий згинаючий момент з умови стійкості в границях пружності:

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} D^3 \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2.5} = \frac{D}{3.5} [F]_{E1}$$

Допустимий згинаючий момент з умов міцності і стійкості:

$$[M] = \frac{[M]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[M]_\sigma}{[M]_E} \right)^2}};$$

Для робочих умов ( $n_y = 2,4$ ) допустимий згинаючий момент  $[M]$  можна розрахувати за формулою:

$$[M] = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)}{4} [\sigma] \varphi_3,$$

де  $\varphi_3$  – коефіцієнт, що визначається графічно (рис. 3.4).

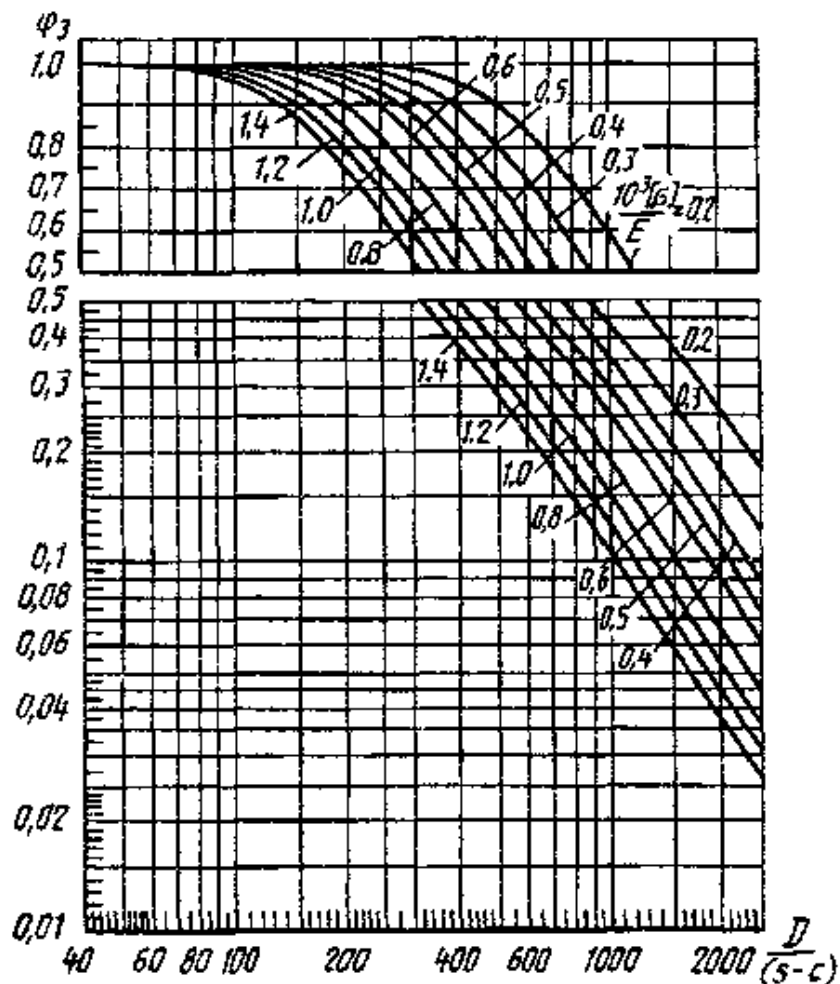


Рис. 3.4. Графік для визначення коефіцієнта  $\varphi_3$

Умова стійкості:

$$M \leq [M].$$

### **3.4. Розрахунок циліндричних обичайок, які навантажені поперечним зусиллям**

Допустима поперечна сила з умови міцності:

$$[Q]_{\sigma} = \frac{\pi D(S - C)}{4} [\sigma].$$

Допустима поперечна сила з умови стійкості в границях пружності:

$$[Q]_E = \frac{2,4E(S - C)^2}{n_y} \left[ 0,18 + 3,3 \frac{D(S - C)}{l_R^2} \right].$$

Допустима поперечна сила з умов міцності і стійкості:

$$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[Q]_{\sigma}}{[Q]_E} \right)^2}}.$$

Умова стійкості:

$$Q \leq [Q].$$

### **3.5. Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили**

Допустимі навантаження слід розраховувати за формулами, які наведені у розділах 3.1-3,4 при розрахунковій довжині  $l_R = b$ . При визначенні  $l_{np}$  за таблицею 3.1 замість розрахункової довжини  $l_R$  слід приймати загальну довжину  $L$ .

### Питання для самоконтролю до розділу 3.

1. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена осьовою силою, що розтягує.
2. Як визначається приведена довжина циліндричної обичайки  $l_{i\delta}$  ?
3. Навести алгоритм розрахунку допустимої осьової стискуючої сили.
4. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена згинаючим моментом.
5. Навести алгоритм розрахунку циліндричної обичайки, яка навантажена поперечною силою.
6. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під дією сили, що розтягує або стискає, згинаючого моменту або поперечної сили.

### Приклади до розділу 3

**1. Завдання.** Визначити допустиму осьову стискуючу силу  $[F]$  для циліндричної тонкостінної обичайки.

*Вихідні дані.* Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності  $[F]_{\sigma} = 3$  МН, а допустима осьова стискуюча сила з умов стійкості в границях пружності  $[F]_E = 15$  МН.

*Рішення.* Допустима осьова стискуюча сила з урахуванням обох умов:

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}} = \frac{3}{\sqrt{1 + \left(\frac{3}{15}\right)^2}} = 2,942 \text{ МН}.$$

**2. Завдання.** Визначити допустиму осьову стискуючу силу з умов стійкості в границях пружності  $[F]_E$  для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах.

*Вихідні дані.* Внутрішній діаметр обичайки  $D = 2,2$  м, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 0,016$  м, сума додатків до розрахункової товщини  $C = 0,001$  м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури  $[\sigma] = 144$  МПа, модуль пружності в умовах розтягу  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа, зведена довжина циліндричної обичайки  $l_{r\delta} = 2,167$  м.

*Рішення.* Допустима осьова стискуюча сила з умов місцевої стійкості в границях пружності:

$$\begin{aligned} [F]_{E1} &= \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[ \frac{100(S-C)}{D} \right]^{2,5} = \\ &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4} \cdot 2,2^2 \left[ \frac{100(16-1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} = 44,4 \text{ МН}. \end{aligned}$$

Гнучкість:

$$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - C} = \frac{2,83 \cdot 2,167}{2,2 + (16-1) \cdot 10^{-3}} = 2,77.$$

Допустима осьова стискуюча сила з умов загальної стійкості в границях пружності:

$$\begin{aligned} [F]_{E2} &= \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left( \frac{\pi}{\lambda} \right)^2 = \\ &= 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}) \cdot \frac{1,85 \cdot 10^5}{2,4} \left( \frac{3,14}{2,77} \right)^2 = 10332 \text{ МН}. \end{aligned}$$

Допустима осьова стискуюча сила з умов стійкості в границях пружності:

$$[F]_E = \min\{[F]_{E1}; [F]_{E2}\} = \min\{44,4; 10332\} = 44,4 \text{ МН}.$$

**3. Завдання.** Визначити допустиму осьову стискуючу силу з умов міцності  $[F]_\sigma$  для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах.

*Вихідні дані.* Внутрішній діаметр обичайки  $D = 2,2$  м, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 0,016$  м, сума додатків до розрахункової товщини  $C = 0,001$  м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури  $[\sigma] = 144$  МПа.

*Рішення.* Допустима осьова стискуюча сила з умов міцності:

$$\begin{aligned} [F]_\sigma &= \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] = \\ &= 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 = 15,02 \text{ МН}. \end{aligned}$$

**4. Завдання.** Визначити допустиму осьову стискуючу силу  $[F]$  для циліндричної тонкостінної обичайки в робочих умовах за допомогою коефіцієнтів  $\varphi_1, \varphi_2$ .

*Вихідні дані.* Внутрішній діаметр обичайки  $D = 2,2$  м, виконавча товщина стінки обичайки  $S = 0,016$  м, сума додатків до розрахункової товщини  $C = 0,001$  м, допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури  $[\sigma] = 144$  МПа.

*Рішення.* Відношення  $\frac{D}{S - C} = \frac{2,2}{0,016 - 0,001} = 146,7.$

Відношення  $\frac{10^3[\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 144}{1,85 \cdot 10^5} = 0,778.$

Відношення  $\lambda \sqrt{\frac{10^3[\sigma]}{E}} = 2,77 \sqrt{\frac{10^3 \cdot 144}{1,85 \cdot 10^5}} = 2,44.$

Коефіцієнти  $\varphi_1, \varphi_2$  знаходимо за графіками (рис. 3.1, 3.2):



$$\varphi_1 = 0,95; \varphi_2 = 1.$$

Допустима осьова стискаюча сила:

$$\begin{aligned} [F] &= \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] \min\{\varphi_1, \varphi_2\} = \\ &= 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 \min\{0,95; 1\} = 14,27 \text{ МН}. \end{aligned}$$

## **4. РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ОБИЧАЙОК, ЯКІ ЗНАХОДЯТЬСЯ ПІД СУМІСНО ДІЮЧИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ**

### **4.1. Розрахунок циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту**

При спільній дії зовнішнього тиску  $p_{HR}$ , стискаючої сили  $F_R$ , згинаючого моменту  $M$  і поперечної сили  $Q$  умова стійкості запишеться таким чином:

$$\frac{p_{HR}}{[p_H]} + \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left( \frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1.$$

Розрахунок допустимого зовнішнього тиску  $[p_H]$  наведено в розділі 2.1, допустимої осьової стискаючої сили  $[F]$  – в розділі 3.2, допустимого згинаючого моменту  $[M]$  – в розділі 3.3, допустимої поперечної сили  $[Q]$  – в розділі 3.4.

### **4.2. Розрахунок циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискаючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту**

Розрахунок належить проводити за формулою, наведеною в розділі 4.1, а допустимий зовнішній тиск слід визначати за розділом 2.2.

### Питання для самоконтролю до розділу 4

1. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.

2. Пояснити особливості розрахунку циліндричних обичайок з кільцями жорсткості, які знаходяться під сумісною дією зовнішнього тиску, осьової стискуючої сили, поперечної сили і згинаючого моменту.

### Приклади до розділу 4

**1. Завдання.** Перевірити виконання умови стійкості для циліндричної тонкостінної обичайки.

*Вихідні дані.* Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,6$  МПа, осьова стискуюча сила  $F_R = 2,5$  МН, згинаючий момент  $M = 0,5$  МН·м, поперечна сила  $Q = 1,8$  МН, допустимий зовнішній тиск  $[p_H] = 0,706$  МПа, допустима осьова стискуюча сила  $[F] = 2,942$  МН допустимий згинаючий момент  $[M] = 0,5367$  МН·м і допустима поперечна сила  $[Q] = 1,961$  МН.

*Рішення.* Умова стійкості:

$$\frac{p_{HR}}{[p_H]} + \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} + \left( \frac{Q}{[Q]} \right)^2 \leq 1.$$

$$\frac{0,6}{0,706} + \frac{2,5}{2,942} + \frac{0,5}{0,5367} + \left( \frac{1,8}{1,961} \right)^2 = 3,47 > 1.$$

Умова стійкості не виконується.

**2. Завдання.** Перевірити виконання умови стійкості колонного апарата.

*Вихідні дані.* Зовнішній тиск  $p_{HR} = 0,1$  МПа, осьова стискуюча сила  $F_R = 0,36$  МН, згинаючий момент  $M = 0,563$  МН·м, допустимий зовнішній

тиск  $p_H = 0,2185$  МПа, допустима осьова стискующая сила  $[F] = 13,5$  МН, допустимий згинаючий момент  $[M] = 7,5$  МН·м.

*Рішення.* Умова стійкості:

$$\frac{p_{HR}}{[p_H]} + \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1.$$

$$\frac{0,1}{0,2185} + \frac{0,36}{13,5} + \frac{0,563}{7,5} = 0,561 < 1.$$

Умова стійкості виконується.

## **5. РОЗРАХУНОК ВИПУКЛИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ**

### **5.1. Розрахунок еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском**

Розрахункова товщина днища:

$$S_R = \max \left\{ \frac{K_{\vartheta} R_{\vartheta}}{510} \sqrt{\frac{n_y p_{HR}}{10^{-6} E}}; \frac{p_{HR} R_{\vartheta}}{2[\sigma]} \right\},$$

де  $R_{\vartheta}$  – внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного (напівсферичного) днища або кришки, м;  $K_{\vartheta}$  – коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища.

Для попереднього розрахунку приймають:

$K_{\vartheta} = 0,9$  – для еліптичного днища (рис. 5.1),

$K_{\vartheta} = 1,0$  – для півсферичного днища (рис. 5.2).

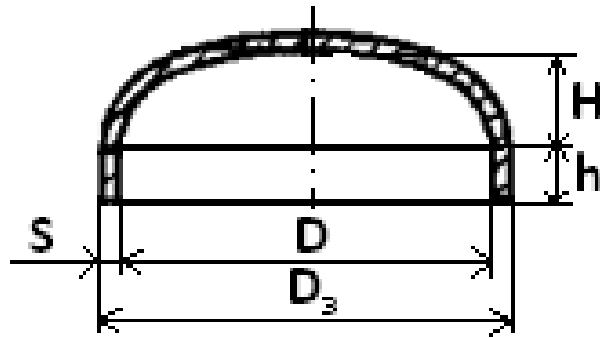


Рис. 5.1. Еліптичне днище

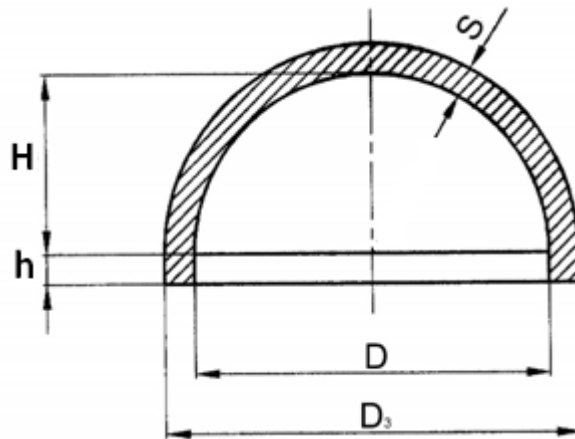


Рис. 5.2. Півсферичне днище

Виконавча товщина днища:

$$S = S_R + C + C_O.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності:

$$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{R_{\phi} + 0,5(S - C)}.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[ \frac{100(S - C)}{K_{\phi} R_{\phi}} \right]^2.$$

В останній формулі використовується уточнений коефіцієнт  $K_{\phi}$ , який слід розраховувати за формулою:

$$K_9 = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3 + 10x)x},$$

$$\text{де } x = 10 \frac{S - C}{D} \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right).$$

Коефіцієнт  $K_9$  також можна знайти з графіка (рис. 5.3).

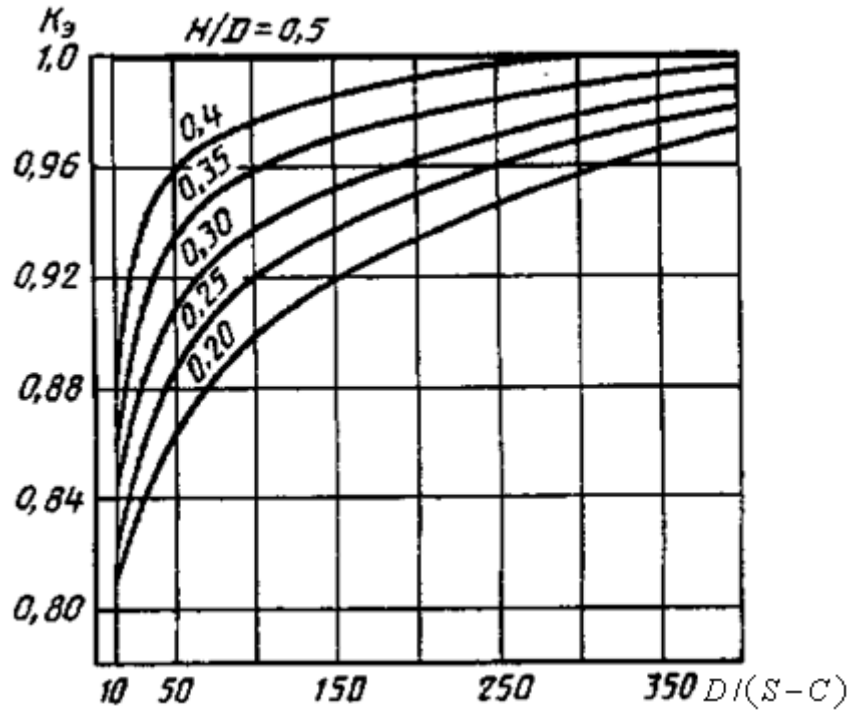


Рис. 5.3. Графік для визначення коефіцієнта  $K_9$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості:

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}.$$

Умова стійкості:

$$p_{HR} \leq [p_H].$$

## 5.2. Розрахунок торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском

Торосферичні днища (рис. 5.4) розраховуються за формулами, які наведені в розділі 5.1 при  $K_3 = 1$ .

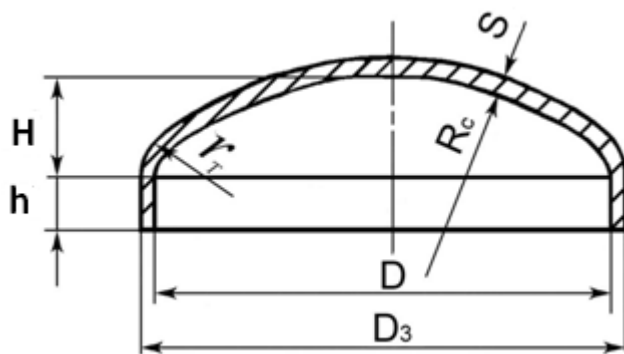


Рис. 5.4. Торосферичне днище

Додатковою умовою в розрахунку є те, що зовнішній розрахунковий тиск не повинен перевищувати допустимого зовнішнього тиску з умови міцності крайової зони, який визначається за формулою:

$$[p_H] = \frac{2(S - C)\varphi[\sigma]}{D_3\beta_2},$$

де  $D_3$  – зовнішній діаметр днища, м;  $\beta_2$ , – коефіцієнт форми.

Коефіцієнт форми  $\beta_2$  визначається графічно (рис. 5.2) або за формулами:

$$\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left( \sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 1,00 \right) \right\} \text{ – для днища типу А;}$$

$$\beta_2 = \max \left\{ 1,00; 0,12 \left( \sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 3,75 \right) \right\} \text{ – для днища типу В;}$$

$$\beta_2 = \max \left\{ 0,90; 0,12 \left( \sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 3,20 \right) \right\} \text{ – для днища типу С.}$$

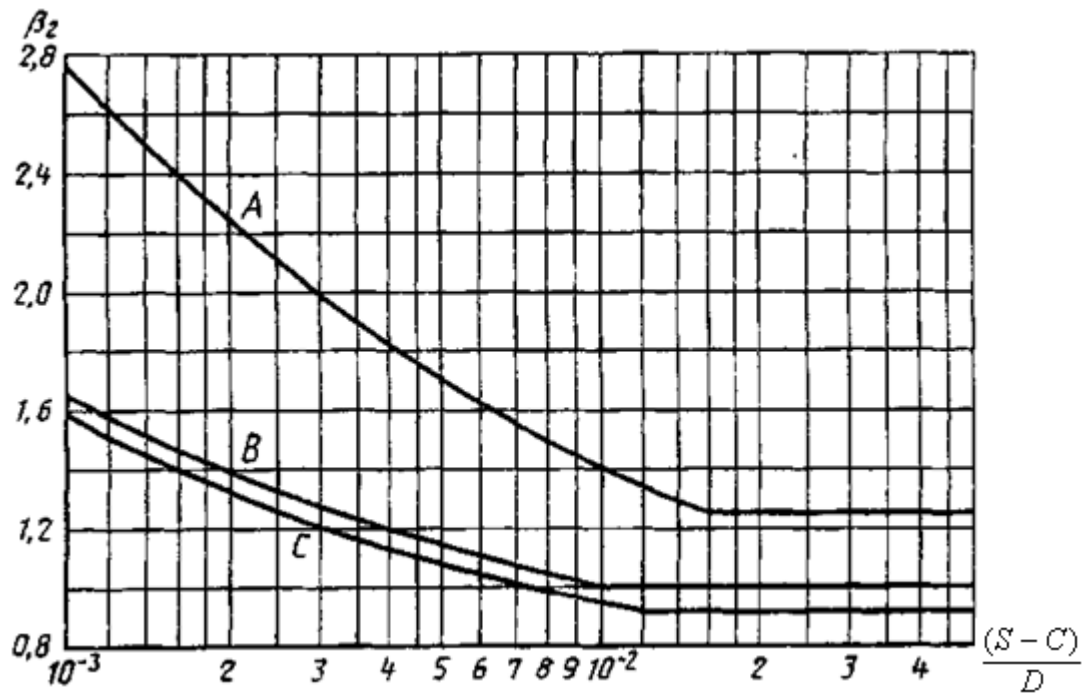


Рис. 5.2. Графік для визначення коефіцієнта  $\beta_2$

### Питання для самоконтролю до розділу 5

1. Пояснити особливості розрахунку еліптичних і півсферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.
2. Пояснити особливості розрахунку торосферичних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.

### Приклади до розділу 5

**1. Завдання.** Визначити розрахункову товщину еліптичного днища, яке знаходиться під зовнішнім тиском в робочих умовах.

*Вихідні дані.* Розрахунковий зовнішній тиск  $p_{HR} = 0,5$  МПа; внутрішній радіус кривизни у вершині еліптичного днища  $R_{\alpha} = 2,2$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 144$  МПа; модуль пружності в умовах розтягу матеріалу днища  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа.

*Рішення.* Для попереднього розрахунку коефіцієнт приведення радіуса кривизни еліптичного днища приймають:  $K_9 = 0,9$ .

Коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов  $n_y = 2,4$ .

Розрахункова товщина днища:

$$S_R = \max \left\{ \frac{K_3 R_d}{510} \sqrt{\frac{n_y p_{HR}}{10^{-6} E}}; \frac{p_{HR} R_d}{2[\sigma]} \right\} = \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 2,2}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,5}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,5 \cdot 2,2}{2 \cdot 144} \right\} = \\ = \max \{0,0099; 0,0038\} = 0,0099 \text{ м}$$

**2. Завдання.** Перевірити виконання умови стійкості для торосферичного днища типу А, яке навантажене зовнішнім тиском.

*Вихідні дані.* Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,4$  МПа; зовнішній діаметр днища  $D_3 = 0,5$  м; виконавча товщина торосферичного днища  $S = 0,01$  м; сума додатків до розрахункової товщини днища  $C = 0,002$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 144$  МПа; коефіцієнт міцності зварного шва  $\varphi = 1$ .

*Рішення.* Коефіцієнт форми  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left( \sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 1,00 \right) \right\} = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left( \sqrt[3]{\frac{D_3}{S - C}} + 1,00 \right) \right\} = \\ = \max \left\{ 1,25; 0,25 \left( \sqrt[3]{\frac{0,5}{0,01 - 0,002}} + 1,00 \right) \right\} = 1,25.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності крайової зони:

$$[p_H] = \frac{2(S - C)\varphi[\sigma]}{D_3\beta_2} = \frac{2(0,01 - 0,002) \cdot 1 \cdot 144}{0,5 \cdot 1,25} = 3,686 \text{ МПа}.$$

Умова стійкості:

$$p_{HR} \leq [p_H].$$

$$0,4 \text{ МПа} < 3,686 \text{ МПа}.$$

Умова стійкості виконується.



## 6. РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КОНІЧНИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ ЗОВНІШНІМ ТИСКОМ

Розрахункові формули застосовні при виконанні умови:  $\alpha_{\kappa} \leq 70^\circ$ , де  $\alpha_{\kappa}$  – половина кута при вершині конічного днища, град (рис. 6.1).

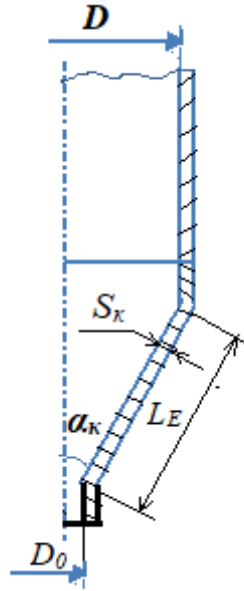


Рис. 6.1. Розрахункова схема до розрахунку гладкого конічного днища

Розрахункова товщина гладкого конічного днища, яке навантажене зовнішнім тиском:

$$S_R = \max \left\{ K_2 D_E \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot p_{HR} \cdot D_E}{2[\sigma]} \right\},$$

де  $D_E$  – ефективний діаметр конічного днища при навантаженні зовнішнім тиском, м.

Ефективний діаметр конічного днища  $D_E$  слід визначати за формулою:

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_0}{2 \cos \alpha_{\kappa}}; \frac{D}{\cos \alpha_{\kappa}} - 0,31(D + D_0) \cdot \sqrt{\frac{D + D_0}{100(S - C)}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\kappa} \right\},$$

де  $D_0$  – внутрішній діаметр штуцера, м.

Коефіцієнт  $K_2$  визначається за номограмою (рис. 2.3) залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ .

Коефіцієнти  $K_1$  і  $K_3$  розраховуються за формулами:

$$K_1 = \frac{0,865 n_y p_{HR}}{2,4 \cdot 10^{-6} E}, \quad K_3 = \frac{L_E}{D_E},$$

де  $L_E$  – ефективна довжина конічного днища, м.

Ефективна довжина конічного днища  $L_E$ :

$$L_E = \frac{D - D_0}{2 \sin \alpha_\kappa}.$$

Виконавча товщина стінки гладкого конічного днища  $S$ , яке навантажене зовнішнім тиском, розраховується за нижченаведеною формулою з подальшою обов’язковою перевіркою на умову стійкості.

$$S = S_R + C + C_0.$$

Допустимий зовнішній тиск з умови міцності:

$$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D_\kappa}{\cos \alpha_\kappa} + S - C},$$

де  $D_\kappa$  – розрахунковий діаметр конічного днища (діаметр при основі конуса), м.

Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D_E}{L_E} \left[ \frac{100(S - C)}{D_E} \right]^{2,5},$$

$$\text{де } B_1 = \min \left\{ 1; \frac{9,45 D_E}{L_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S - C)}} \right\}.$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості:

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}.$$

Умова стійкості:

$$p_{HR} \leq [p_H].$$

Умова застосування розрахункових формул:

$$0,001 \leq \frac{(S - C) \cos \alpha_k}{D} \leq 0,050.$$

Формули для розрахунку пологих конічних днищ ( $\alpha_k > 70^\circ$ ) наведені в ГОСТ14249-89 [5].

### Питання для самоконтролю до розділу 6

1. Як визначається коефіцієнт  $K_2$  при розрахунку товщини гладкого конічного днища, яке знаходиться під зовнішнім тиском?
2. Пояснити особливості розрахунку гладких конічних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.
3. Обґрунтувати умови застосування розрахункових формул для конічних днищ, які навантажені зовнішнім тиском.

### Приклади до розділу 6

1. *Завдання.* Визначити коефіцієнт  $K_2$  для розрахунку товщини конічного днища, яке знаходиться під зовнішнім тиском в робочих умовах.

*Вихідні дані.* Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{fR} = 0,5$  МПа; розрахунковий діаметр конічного днища  $D_k = 2,2$  м; внутрішній діаметр штуцера  $D_0 = 0,16$  м; половина кута при вершині конічного днища  $\alpha_k = 45^\circ$ ; модуль пружності в умовах розтягу матеріалу днища  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа; виконавча товщина конічного днища у першому наближенні  $S^1 = 0,016$  м

(приймається конструктивно з подальшим уточненням при визначення виконавчої товщини днища).

*Рішення.* Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. Для робочих умов  $n_y = 2,4$ .

Коефіцієнт  $K_1$ :

$$K_1 = \frac{n_y p_3}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5} = 2,7.$$

Ефективна довжина конічного днища  $L_E$ :

$$L_E = \frac{D_\kappa - D_o}{2 \sin \alpha_\kappa} = \frac{2,2 - 0,16}{2 \sin 45^\circ} = 1,44 \text{ м.}$$

Ефективний діаметр конічного днища:

$$\begin{aligned} D_E &= \max \left\{ \frac{D_\kappa + D_o}{2 \cos \alpha_\kappa}; \frac{D_\kappa}{\cos \alpha_\kappa} - 0,31(D_\kappa + D_o) \sqrt{\frac{D_\kappa + D_o}{100(S^1 - C)}} \operatorname{tg} \alpha_\kappa \right\} = \\ &= \max \left\{ \frac{2,2 + 0,16}{2 \cos 45^\circ}; \frac{2,2}{\cos 45^\circ} - 0,31(2,2 + 0,16) \sqrt{\frac{2,2 + 0,16}{100(16 - 1)10^{-3}}} \operatorname{tg} 45^\circ \right\} = \\ &= \max \{1,67; 2,194\} = 2,194. \end{aligned}$$

Коефіцієнт  $K_3$ :

$$K_3 = \frac{L_E}{D_E} = \frac{1,44}{2,194} = 0,656.$$

Коефіцієнт  $K_2$  визначається за номограмою (рис. 2.3) залежно від коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_3$ .

$$K_2 = 0,55.$$

**2. Завдання.** Перевірити стійкість гладкого конічного днища в робочих умовах, якщо при цьому воно знаходиться під дією зовнішнього тиску.

*Вихідні дані.* Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,4$  МПа; розрахунковий діаметр конічного днища  $D_{\kappa} = 2,2$  м; виконавча товщина конічного днища  $S = 0,016$  м; сума додатків до розрахункової товщини днища  $C = 0,001$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 144$  МПа; модуль пружності в умовах розтягу матеріалу днища  $E = 1,85 \cdot 10^5$  МПа; половина кута при вершині конічного днища  $\alpha_{\kappa} = 45^\circ$ ; ефективний діаметр конічного днища  $D_E = 2,194$  м; ефективна довжина конічного днища  $L_E = 1,44$  м.

*Рішення.* Допустимий зовнішній тиск з умови міцності:

$$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D_{\kappa}}{\cos \alpha_{\kappa}} + S - C} = \frac{2 \cdot 144(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{\frac{2,2}{\cos 45^\circ} + (16 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,38 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт  $B_1$ :

$$B_1 = \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{D_E}{L_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S - C)}} \right\} =$$

$$= \min \left\{ 1, 0; 9,45 \frac{2,194}{1,44} \sqrt{\frac{2,194}{100(16 - 1)10^{-3}}} \right\} = \min \{ 1, 0; 17,41 \} = 1.$$

Коефіцієнт запасу стійкості для робочих умов  $n_y = 2,4$ .

Допустимий зовнішній тиск з умови стійкості в границях пружності:

$$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D_E}{L_E} \left[ \frac{100(S - C)}{D_E} \right]^{2,5} =$$

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,194}{1,44} \left[ \frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,194} \right]^{2,5} = 0,944 \text{ МПа.}$$

Допустимий зовнішній тиск з урахуванням умов міцності і стійкості в границях пружності:

$$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E}\right)^2}} = \frac{1,38}{\sqrt{1 + \left(\frac{1,38}{0,944}\right)^2}} = 0,779.$$

Перевірка умови стійкості:

$$p_{HR} \leq [p_R].$$

$$0,4 \text{ МПа} < 0,779 \text{ МПа}.$$

Умова стійкості виконується.

## 7. РОЗРАХУНОК ГЛАДКИХ КОНІЧНИХ ДНИЩ, ЯКІ НАВАНТАЖЕНІ СИЛАМИ АБО МОМЕНТАМИ

### 7.1. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою силою, що розтягує

Розрахункова товщина гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою силою, що розтягує:

$$S_R = \frac{F_R}{\pi D_o [\sigma] \varphi_T} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_\kappa}.$$

Виконавча товщина стінки гладкого конічного днища:

$$S = S_R + C + C_0.$$

Допустима осьова сила, що розтягує:

$$[F] = \pi D_o (S - C) [\sigma] \varphi_T \cos \alpha_\kappa.$$

Умова стійкості:

$$F_R \leq [F].$$

### 7.2. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою стискуючою силою

Розрахункові формули застосовуються при умові, що  $\alpha_\kappa \leq 70^\circ$ .

Допустима осьова стискуюча сила з умови міцності:

$$[F]_{\sigma} = \pi D_F (S - C) [\sigma] \cos \alpha_{\kappa},$$

де  $D_F$  – ефективний діаметр конічного днища при осьовому стиску і вигині, м.

Діаметр  $D_F$  слід розраховувати за формулою:

$$D_F = \frac{0,9D + 0,1D_o}{\cos \alpha_K}.$$

Допустима осьова стискаюча сила з умов стійкості в границях пружності:

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} (D_F \cos \alpha_{\kappa})^2 \left[ \frac{100(S - C)}{D_F} \right]^{2,5}.$$

Допустима осьова стискаюча сила з умов міцності і стійкості:

$$[F] = \min \left\{ \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E} \right)^2}}; \frac{D_o}{D_F} [F]_{\sigma} \right\}.$$

Умова стійкості:

$$F_R \leq [F].$$

### **7.3. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене згинаючим моментом**

Допустимий згинаючий момент з умов міцності:

$$[M] = 0,25 D_o [F] = 0,25 \pi D_o^2 (S - C) [\sigma] \phi_T \cos \alpha_{\kappa}.$$

В наведеній формулі величина  $[F]$  – це допустима осьова сила, що розтягує (див. розділ 7.1).

Допустимий згинаючий момент з умов стійкості:

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E}\right)^2}};$$

$$\text{де } [M]_{\sigma} = \frac{D_F}{4} [F]_{\sigma}, [M]_E = \frac{D_F}{3,5} [F]_E.$$

Значення допустимих осьових стискуючих сил  $[F]_{\sigma}$ ,  $[F]_E$  і діаметра  $D_F$  слід розраховувати за формулами, які наведені в розділі 7.2.

Умова стійкості:

$$M \leq [M].$$

#### **7.4. Розрахунок гладкого конічного днища, яке навантажене зовнішнім тиском, стискуючою силою і згинаючим моментом**

Якщо сума еквівалентних тисків від навантажень, які визначаються за формулами  $p_F = \frac{4F_R}{\pi D_K^2}$  і  $p_M = \frac{16M}{\pi D_K^3}$  складає для відповідного розрахункового діаметра менше 10% робочого тиску, тоді конічну обичайку слід розраховувати тільки на дію зовнішнього тиску.

При сумісній дії навантажень повинна виконуватися умова стійкості:

$$-\frac{p_{HR}}{[p_H]} - \frac{F_R}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1.$$

Значення допустимих навантажень  $[p_H]$ ,  $[F]$ ,  $[M]$  розраховуються за формулами, які наведені в розділах 6, 7.2, 7.3.

#### **Питання для самоконтролю до розділу 7**

**1.** Який розміру використовується в якості визначального при визначенні розрахункової товщини гладкого конічного днища, яке навантажене осьовою силою, що розтягує?



2. Який розміру використовується в якості визначального при визначені розрахункової товщини гладкого конічного днища, яке навантажене осьюовою стискуючою силою?

3. За яких умов належить враховувати при розрахунках сумісну дію зовнішнього тиску, стискуючої сили і згинаючого моменту?

### Приклади до розділу 7

1. *Завдання.* Визначити навантаження, які слід враховувати при розрахунку гладкого конічного днища на стійкість.

*Вихідні дані.* Зовнішній робочий тиск  $p_{\text{дiа}} = 0,4$  МПа; розрахункова стискуюча сила  $F_R = 0,1$  МН; розрахунковий згинаючий момент  $M = 5$  МН·м; розрахунковий діаметр конічного днища  $D_e = 2,2$  м.

*Рішення.* Тиск, що обумовлений стискуючою силою:

$$p_F = \frac{4F_R}{\pi D_\kappa^2} = \frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 2,2^2} = 0,0263 \text{ МПа.}$$

Тиск, який виникає від дії згинаючого моменту:

$$p_M = \frac{16M}{\pi D_\kappa^3} = \frac{16 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 2,2^3} = 0,0239 \text{ МПа.}$$

Частка суми еквівалентних тисків від робочого тиску:

$$\frac{p_F + p_M}{p_{\text{роб}}} = \frac{0,0263 + 0,0239}{0,4} = 0,1255.$$

Через те, що  $\frac{p_F + p_M}{p_{\text{роб}}} > 0,1$ , то при розрахунку конічного гладкого днища, яке знаходиться під зовнішнім тиском, слід враховувати також стискуючу силу і згинаючий момент.

**2. Завдання.** Визначити ефективний діаметр конічного днища  $D_F$ , який слід використовувати при розрахунку днища на осьовий стиск і вигин.

*Вихідні дані.* Внутрішній діаметр при основі конуса  $D = 2$  м; внутрішній діаметр штуцера  $D_o = 0,15$  м; половина кута при вершині конічного днища  $\alpha_k = 30^\circ$ .

*Рішення.* Ефективний діаметр  $D_F$ :

$$D_F = \frac{0,9D + 0,1D_o}{\cos \alpha_k} = \frac{0,9 \cdot 2 + 0,1 \cdot 0,15}{\cos 30^\circ} = 2,096 \text{ м.}$$

## **8. ЗАСТОСУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ ДНИЩ І КРИШОК**

### **8.1. Застосування плоских круглих днищ і кришок**

Плоскі днища і кришки – це відбортовані або не відбортовані пластини, які приварені по контуру до обичайки корпусу (днища), або приєднані на болтах, або шпильках (кришки).

Перевагою плоских днищ і кришок є простота виготовлення, але за умовами роботи вони програють випуклим. Так, при однакових тисках, товщина плоского днища може бути на порядок більшою за товщину еліптичного днища.

Тому плоскі днища і кришки застосовують, якщо розрахунковий тиск не перевищує 0,7 МПа і при атмосферному тиску.

Плоскі круглі днища найчастіше застосовують у вертикальних апаратах, які встановлені на суцільній основі і працюють без тиску або під налив.

Плоскі кришки, які приєднуються на болтах або шпильках, допускається застосовувати для всіх типів посудин.

Плоскі днища (рис. 8.1), які застосовуються у посудинах груп 1, 2, 3, 4 (табл. 8.1), треба виготовляти з поковок за дотриманням таких умов:

- відстань від початку закруглення до осі зварного шва повинна бути не менше ніж  $0,25\sqrt{DS}$ ;
- радіус закруглення  $r \geq 2,5S$  (рис. 8.1а);
- радіус кільцевої виточки  $r \geq 2,5S$ , але не менше ніж 8 мм (рис. 8.1б);
- найменша товщина днища у місці кільцевої виточки  $S_{i2} \geq 0,8S_{i1}$ , але не менше виконавчої товщини обичайки  $S$  (рис. 8.1б).

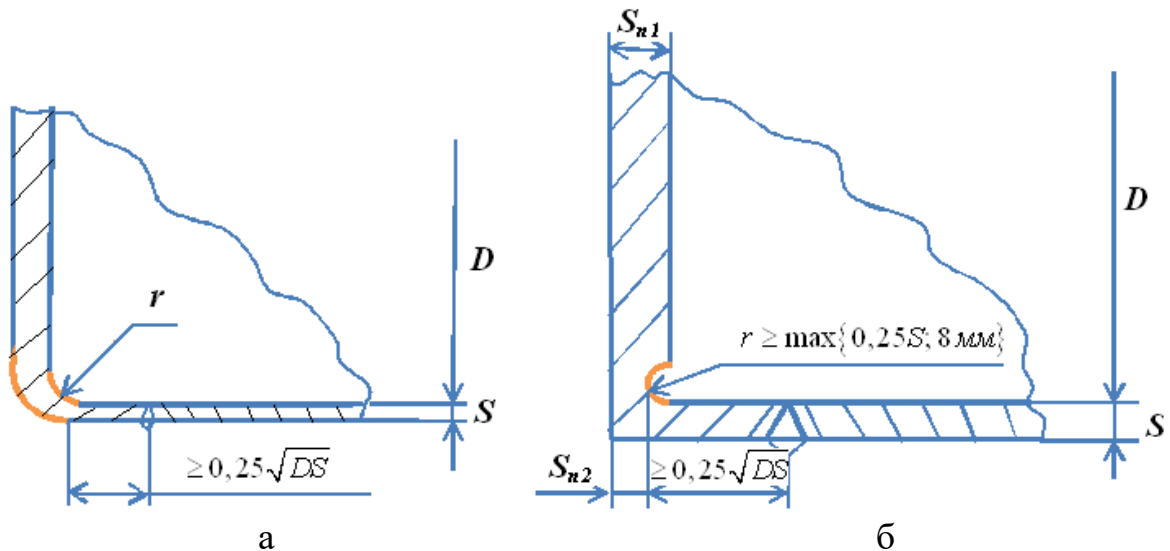


Рис. 8.1. Плоскі днища (типи а і б), які виготовлені з поковок

Посудини, на які не поширюються вимоги таблиці 8.1, незалежно від розрахункового тиску, належить зараховувати до груп 5а або 5б.

Дозволено виготовляти плоскі днища з листового прокату, якщо відбортовку виконано штампуванням або обкатуванням крайки листа з загином на  $90^\circ$ .

Таблиця 8.1. Група посудин [8]

Група посудин	Розрахунковий тиск $p$ , МПа	Розрахункова температура $t$ , °С	Характер робочого середовища
1	Вище 0,07	Незалежно	Вибухонебезпечне або пожежонебезпечне, або 1, 2 класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
2	Вище 0,07 до 2,5	Вище 400	Будь-яке, за винятком вказаного для 1 групи посудин
	Вище 2,5 до 5	Вище 200	
	Вище 4 до 5	Нижче -40	
	Вище 5	Незалежно	
3	Вище 0,07 до 1,6	Нижче -20, вище 200 до 400	
	Вище 1,6 до 2,5	До 400	
	Вище 2,5 до 4	До 200	
	Вище 4 до 5	Від -40 до 200	
4	Вище 0,07 до 16	Від -20 до 200	
5a	До 0,07	Незалежно	Вибухонебезпечне або пожежонебезпечне або 1, 2, 3 класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007
5б			Вибухонебезпечне, пожежонебезпечне, 4 класу небезпеки за ГОСТ 12.1.007

Дозволено застосовувати плоскі не відбортовані днища з діаметром не більше ніж 0,5 м у посудинах 1, 2, 3 груп та без обмеження за діаметром у посудинах 4, 5 груп, при цьому приварювання до обичайки плоских невідбортованих днищ треба здійснювати швом з проваром за всією товщиною днища [8].

Плоскі люки і заглушки використовують також і при тисках більших за 0,7 МПа.

У товстостінних посудинах плоскі днища і кришки за технологічними міркуваннями використовують при тисках більших за 10 МПа.

Плоскі днища великих діаметрів при необхідності укріплюють ребрами жорсткості. Ребра (елементи жорсткості) приварюють по радіусам від центрально-розташованого кільця або паралельно діаметру (рис. 8.2).

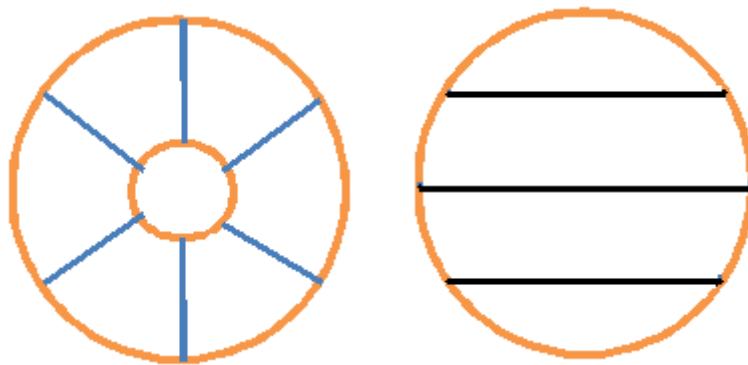


Рис. 8.2. Розташування ребер жорсткості на плоскому днищі:

- а) по радіусам від центрально-розташованого кільця,
- б) паралельно діаметру

## 8.2. Розрахункові схеми круглих пластин

Розглянемо круглу пластину як розрахункову модель днища. Під дією тиску пластина згинається і змінює свою кривизну одночасно у двох площинах, утворюється слабо зігнута поверхня двоякої кривизни. Вважаємо, що прогин пластини під тиском буде набагато менше товщини пластини  $S$ . Тому можна вважати основними напруженнями такі, що виникають від вигину і не враховувати напруження розтягу серединної поверхні (рис. 8.3).

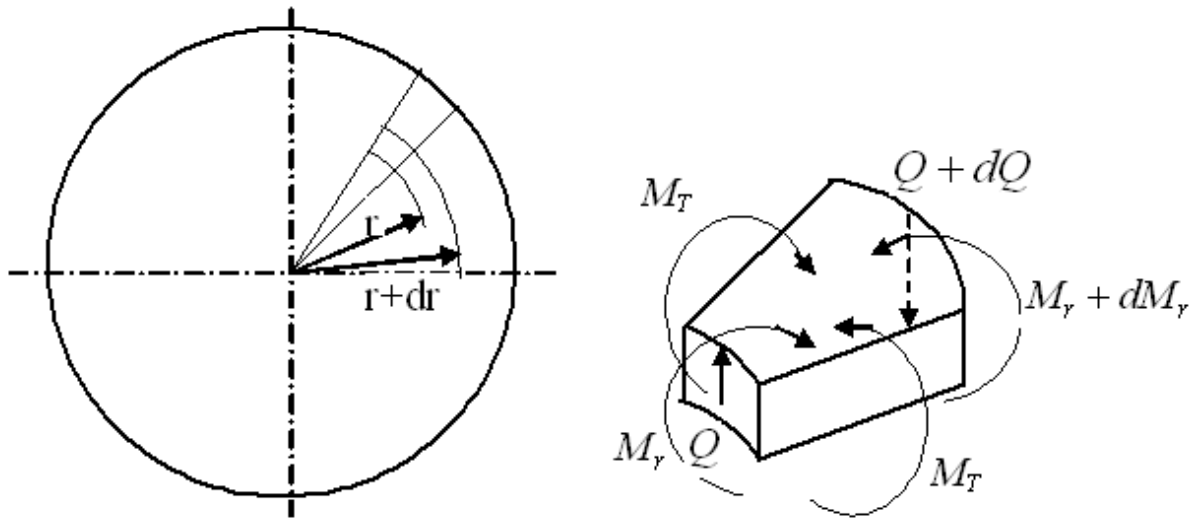


Рис. 8.3. Розрахункова модель круглої пластини

Зовнішнє навантаження (розподільний тиск) спричинює появу радіального  $M_r$  і кільцевого  $M_T$  згинаючих моментів, а також поперечної сили  $Q$ .

Для елементарної смужки одиничної ширини, яка виділена двома перерізами близькими до діаметральних, напруження можна розрахувати за флорулою  $\sigma = \frac{M}{W}$ , де  $W$  – момент опору,  $\text{м}^3$ .

У випадку прямокутного поперечного перерізу  $W = \frac{1 \cdot S^2}{6}$ . Тоді:

$\sigma = \frac{6M}{S^2}$ . Радіальне напруження можна розрахувати за формулою

$\sigma_r = \pm \frac{6M_r}{S^2}$ , а кільцеве – за формулою  $\sigma_t = \pm \frac{6M_T}{S^2}$ .

На рисунку 8.4 подані розрахункові схеми круглих пластин і епюри радіального  $M_r$  і кільцевого  $M_T$  згинаючих моментів, які виникають від дії тиску  $p$  [9].

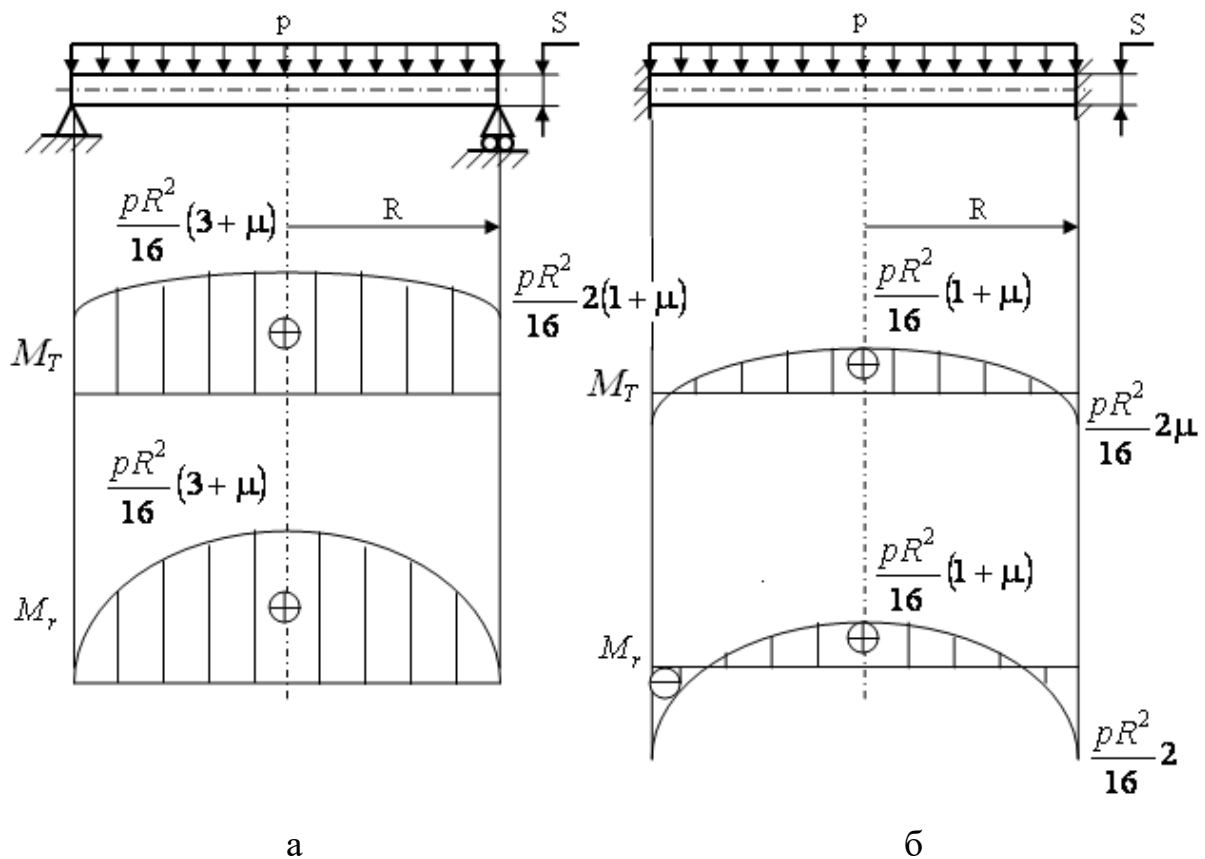


Рис. 8.4. Розрахункові схеми круглих пластин: а) з шарнірним закріпленням по контуру; б) з жорстким защемленням контуру

Для круглих пластин найбільш вигідною є схема з жорстким защемленням контуру. В цьому випадку згинаючі моменти будуть меншими, ніж у випадку з шарнірним закріпленням по контуру.

Розглянемо схему з шарнірним закріпленням круглої пластини по контуру (рис. 8.4а). Максимальний згинаючий момент в цьому випадку буде в центрі пластини:

$$M_{\max} = M_{t\max} = M_{r\max} = \frac{pR^2}{16}(3+\mu).$$

Максимальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{6M_{\max}}{S^2} = \frac{6pR^2(3+\mu)}{16S^2}.$$

Умова міцності:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$
$$\text{або } \frac{6pR^2(3+\mu)}{16S^2} \leq [\sigma].$$

Звідки можна знайти товщину пластини:

$$S \geq \sqrt{\frac{6pR^2(3+\mu)}{16[\sigma]}}.$$

Замінюємо радіус  $R$  діаметром  $D$ :

$$S \geq \sqrt{\frac{6pD^2(3+\mu)}{4 \cdot 16[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2(3+\mu)}{32[\sigma]}} = KD \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}},$$

де  $K = \sqrt{\frac{3(3+\mu)}{32}}$  – коефіцієнт, який враховує закріплення пластини на краю.

Для схеми з жорстким защемленням контуру (рис. 8.4б) максимальний згинаючий момент буде на краю пластини:

$$M_{\max} = M_{r\max} = \frac{pR^2}{16} \cdot 2.$$

Максимальне напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{6M_{\max}}{S^2} = \frac{6pR^2 \cdot 2}{16S^2} = \frac{3pR^2}{4S^2}.$$

Умова міцності:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]$$
$$\text{або } \frac{3pR^2}{4S^2} \leq [\sigma].$$

Звідки товщина пластини:

$$S \geq \sqrt{\frac{3pR^2}{4[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2}{4 \cdot 4[\sigma]}} = \sqrt{\frac{3pD^2}{16[\sigma]}} = KD \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}},$$



де  $K = \sqrt{\frac{3}{16}}$  для випадку жорсткого защемлення контуру круглої пластини.

### 8.3. Розрахунок плоских круглих днищ і кришок

За ГОСТ 14249-89 [5] розрахункова товщина плоских круглих днищ і кришок визначається за формулою:

$$S_{1R} = KK_0 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \phi}},$$

де  $K$  – коефіцієнт, який залежить від конструкції днища або кришки;  $K_0$  – коефіцієнт ослаблення плоских днищ і кришок отворами;  $D_R$  – розрахунковий діаметр, м.

Для днищ і кришок, які мають один отвір, коефіцієнт ослаблення  $K_0$  розраховують за формулою:

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}.$$

Для днищ і кришок, які мають декілька отворів, коефіцієнт ослаблення  $K_0$  розраховують за формулою:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^2}{1 - \frac{\sum d_i}{D_R}}},$$

де  $d_i$  – діаметр  $i$ -го отвору, м.

Коефіцієнт ослаблення  $K_0$  в останньому випадку визначають для найбільш ослабленого діаметрального перерізу. Максимальну суму для довжин хорд отворів розраховують за формулою:  $\sum d_i = \max \{(d_1 + d_3); (b_2 + b_3)\}$ , порівнюючи перерізи I – I і II – II (рис. 8.5).

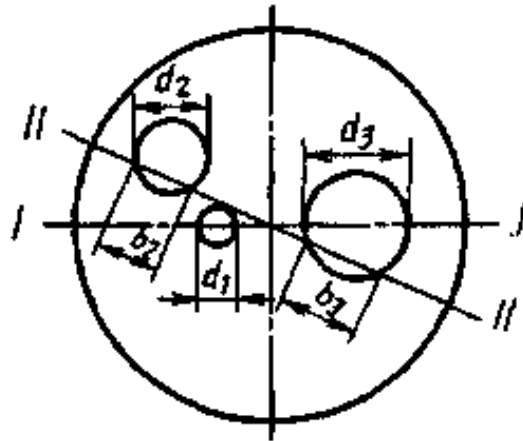


Рис. 8.5. Схема до визначення максимальної суми довжин хорд отворів

Для днищ і кришок без отворів коефіцієнт ослаблення  $K_o = 0$ .

Розрахунковий діаметр  $D_R$  і коефіцієнт  $K$  розраховують залежно від конструкції днищ і кришок за формулами, які наведені у таблиці 8.2.

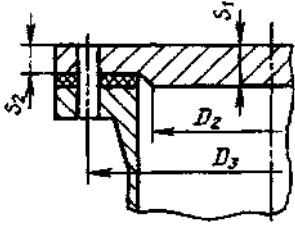
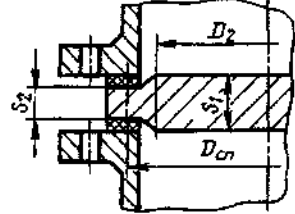
Таблиця 8.2. Значення розрахункового діаметра  $D_R$  і коефіцієнта  $K$

Тип	Креслення	Умова закріплення днищ і кришок	$K$
1		$a \geq 1,7 \cdot s$ $D_R = D$	0,53
2		$a \geq 0,85 \cdot s$ $D_R = D$	0,50
3		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,25$ $\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41

Продовження табл. 8.2

Тип	Креслення	Умова закріплення днищ і кришок	$K$
4		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
5		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,25$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,45 0,41
6		$a > 0,85 \cdot s$ $D_R = D$	0,50
7		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
8		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
9		$\max \{s; 0,25 \cdot s_1\} \leq r \leq \min \{s_1; 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_R = D - 2r$	$K = \max \left\{ 0,41 \times \left( 1 - 0,23 \frac{s-c}{s_1-c} \right); 0,35 \right\}$
10		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$ $0,25 \cdot s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$ $30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$	0,41 0,38

Продовження табл. 8.2

Тип	Креслення	Умова закріплення днищ і кришок	$K$
11		$D_R = D_3$	0,40
12		$D_R = D_{c.п}$	0,41

Виконавча товщина плоских круглих днищ і кришок:

$$S_1 = S_{1R} + C + C_0.$$

У всіх випадках приєднання днищ до обичайок мінімальна виконавча товщина плоского круглого днища повинна бути не менше виконавчої товщини обичайки, що розрахована за ГОСТ 14249–89 [5].

Допустимий тиск на плоске кругле днище або кришку визначається за формулою:

$$[p] = \left( \frac{S_1 - C}{KK_0 D_R} \right)^2 [\sigma] \phi.$$

Наведені формули застосовні для розрахунку при умові, що

$$\frac{S_1 - C}{D_R} \leq 0,11.$$

Допускається проводити розрахунки також і при  $\frac{S_1 - C}{D_R} > 0,11$ , але значення допустимого тиску, розрахованого за вищенаведеною формулою слід помножити на поправочний коефіцієнт  $K_p$ .

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_1 - C}{D_R}\right)^2}}.$$

Якщо  $K_p [p] < p$ , товщину днища або кришки належить збільшити таким чином, щоб виконувалась умова:  $K_p [p] \geq p$ .

#### 8.4. Розрахунок плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском

Додатковий крайовий момент може виникнути при приєднанні плоскої кришки за допомогою фланцевого з'єднання (рис. 8.6а) або коли кришка має паз для перегородки, наприклад в камері теплообмінника (рис. 8.6б).

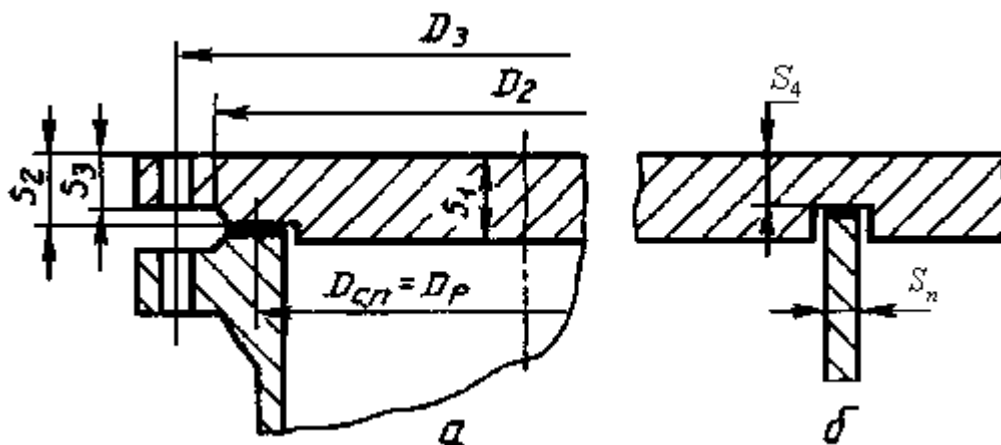


Рис. 8.6. Конструкції плоских круглих кришок, в яких виникають додаткові крайові моменти: фланцеве з'єднання кришки (а) і кришка з пазом для перегородки (б)

Розрахункова товщина такої плоскої круглої кришки [5]:

$$S_{1R} = K_o K_6 D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}},$$

де  $K_6$  – коефіцієнт, який залежить від геометричних розмірів кришки і навантаження.

Коефіцієнт  $K_6$  розраховується за формулою:

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left( \frac{D_3}{D_{c.n}} - 1 \right)}{\frac{D_3}{D_{c.n}}}},$$

де  $D_3$  – діаметр болтового кола, м;  $D_{c.n}$  – середній діаметр прокладки, м;  $\psi$  – розрахункова величина.

Значення  $\psi$  визначається за формулою:

$$\psi = 1 + \frac{F_n}{F_Q} \text{ або } \psi = \frac{F_{\delta}}{F_Q},$$

де  $F_n$  – реакція прокладки, МН;  $F_{\delta}$  – болтове навантаження, МН;  $F_Q$  – рівнодіюча внутрішнього тиску, МН.

$$F_Q = \frac{\pi D_{c.n}^2}{4} p,$$

де  $D_{c.n}$  – середній діаметр прокладки, м.

Значення коефіцієнта  $K_6$  також можна визначити за графіком (рис. 8.7) залежно від відношення  $D_3/D_{c.n}$  і  $\psi$ .

Значення коефіцієнта  $K_o$  визначається за формулами розділу 8.3, якщо  $\Sigma d_i \leq 0,7D_R$ ; при цьому отвори для болтів в розрахунок не приймають.

Для кришки, яка має паз для перегородки (наприклад, для камери теплообмінника) значення коефіцієнта  $K_6$  для визначення товщини в місці паза (рис. 8.6б) розраховують з урахуванням зусилля від стиску прокладки в пазу за формулою:

$$K_6 = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi \left( \frac{D_3}{D_{c.n}} - 1 \right) + 9,6 \frac{D_3}{D_{c.n}} \cdot \frac{S_4}{D_{c.n}}}{\frac{D_3}{D_{c.n}}}},$$

де  $S_4$  – товщина стоншеної частини кришки у місці кільцевої виточки, м.

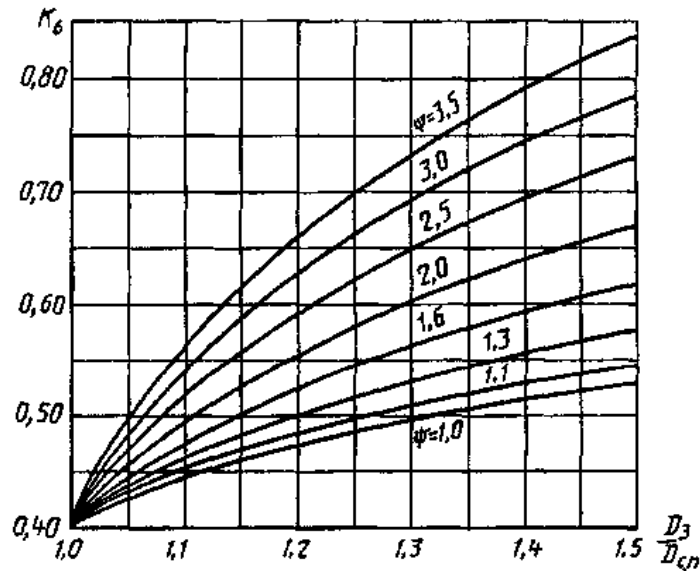


Рис. 8.7. Графік для визначення коефіцієнта  $K_6$  [5]

Виконавча товщина плоских круглих днищ і кришок:

$$S_1 = S_{1R} + C + C_0.$$

Товщина плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом в місті ущільнення (рис. 8.6а):

$$S_2 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_{c.n}} \Phi \right\} + C,$$

де  $\Phi = \max \left\{ \frac{F_{б.р}}{[\sigma]}; \frac{F_{б.м}}{[\sigma]_{20}} \right\}$ ;  $F_{б.р}$  і  $F_{б.м}$  – болтове навантаження,

відповідно, в робочих умовах і при монтажі, МН.

Коефіцієнт  $K_7$  розраховується за формулою:

$$K_7 = 0,8 \sqrt{\frac{D_3}{D_{c.n}} - 1}.$$

або за графіком (рис. 8.8).

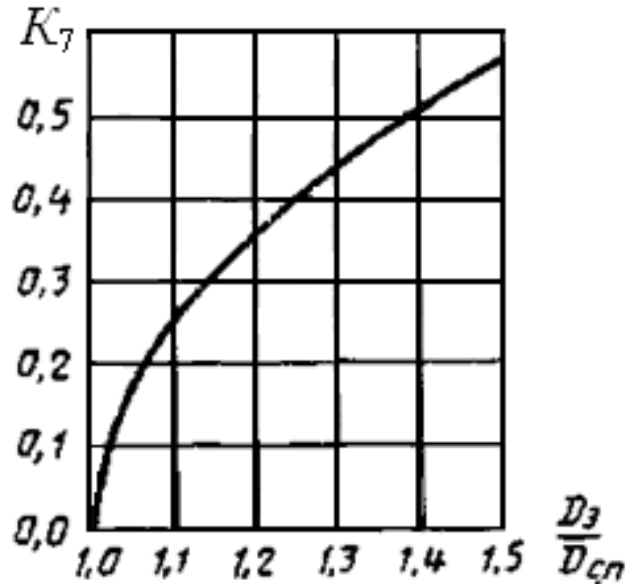


Рис. 8.8. Графік для визначення коефіцієнта  $K_7$

Товщину краю плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом поза зоною ущільнення (рис. 8.6а):

$$S_3 \geq \max \left\{ K_7 \sqrt{\Phi}; \frac{0,6}{D_2} \Phi \right\} + C.$$

Допустимий тиск для плоскої круглої кришки з додатковим крайовим моментом при перевірочних розрахунках:

$$[p] = \left( \frac{S_1 - C}{K_o K_6 D_R} \right)^2 [\sigma] \Phi.$$

### Питання для самоконтролю до розділу 8

1. Обґрунтувати застосування плоских днищ і кришок.
2. Навести конструкції плоских днищ і кришок.



3. Порівняти за умовами роботи круглі пластини з шарнірним закріпленням по контуру і з жорстким защемленням контуру.

4. Навести алгоритм розрахунку плоских днищ і кришок на міцність.

5. Пояснити особливості розрахунку коефіцієнта ослаблення  $K_o$ .

6. Пояснити, від чого залежать значення розрахункового діаметра  $D_R$  і коефіцієнта  $K$ , які застосовуються при розрахунку товщини плоских днищ і кришок.

7. Навести умови застосування розрахункових формул для визначення товщини плоских днищ і кришок.

8. Пояснити особливості розрахунку плоских круглих кришок з додатковим крайовим моментом, які навантажені тиском.

### Приклади до розділу 8

1. *Завдання.* Визначити розрахункову товщину  $S_R$  плоского круглого днища, яке навантажене тиском.

*Вихідні дані.* Розрахунковий тиск  $p = 1,0$  МПа; розрахунковий діаметр  $D_R = 1,4$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 140$  МПа; коефіцієнт міцності зварного шва  $\varphi = 0,9$ ; коефіцієнт конструкції днища  $K = 0,5$ ; коефіцієнт ослаблення днища отворами  $K_o = 0,9$ .

*Рішення.* Розрахункова товщина:

$$s_R = K K_o D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{1,0}{140 \cdot 0,9}} = 0,05614 \text{ м}$$

2. *Завдання.* Визначити виконавчу товщину  $S$  плоского круглого днища, яке навантажене тиском.

*Вихідні дані.* Розрахунковий тиск  $p = 1,0$  МПа; розрахунковий діаметр  $D_R = 1,4$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 140$  МПа;

коефіцієнт міцності зварного шва  $\varphi = 0,9$ ; коефіцієнт конструкції днища  $K = 0,5$ ; коефіцієнт ослаблення днища отворами  $K_o = 0,9$ ; додаток до розрахункової товщини  $C = 0,0016$  м.

*Рішення.* Розрахункова товщина:

$$s_R = KK_o D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \varphi}} = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4 \sqrt{\frac{1,0}{140 \cdot 0,9}} = 0,056 \text{ м.}$$

Виконавча товщина:

$$S = s_R + C + C_0 = 0,056 + 0,0016 + 0,0004 = 0,058 \text{ м,}$$

де  $C_0$  – додаток до розрахункової товщини, що йде на округлення до найближчої стандартної товщини листа.

**3. Завдання.** Визначити допустимий внутрішній тиск  $[P]$  (МПа) для плоского круглого днища.

*Вихідні дані.* Виконавча товщина днища  $S = 0,06$  м; розрахунковий діаметр  $D_R = 1,4$  м; допустиме напруження матеріалу днища  $[\sigma] = 140$  МПа; коефіцієнт міцності зварного шва  $\varphi = 0,9$ ; коефіцієнт конструкції днища  $K = 0,5$ ; коефіцієнт ослаблення днища отворами  $K_o = 0,9$ ; додаток до розрахункової товщини  $C = 0,0016$  м.

*Рішення.* Допустимий внутрішній тиск:

$$[p] = \left( \frac{S - C}{KK_o D_R} \right)^2 [\sigma] \varphi = \left( \frac{0,06 - 0,0016}{0,5 \cdot 0,9 \cdot 1,4} \right)^2 140 \cdot 0,9 = 1,083 \text{ МПа.}$$

**4. Завдання.** Перевірити виконання умови застосування розрахункових формул при розрахунку на міцність плоского днища.

*Вихідні дані.* Виконавча товщина днища  $S = 0,04$  м; сума додатків до розрахункової товщини  $C = 0,002$  м; розрахунковий діаметр становить  $D_R = 1,0$  м.

*Рішення.* Умова застосування розрахункових формул:

$$\frac{S - C}{D_R} \leq 0,11.$$

$$\frac{0,04 - 0,002}{1,0} = 0,038; \quad 0,038 < 0,11.$$

Умова застосування розрахункових формул виконується.

## 9. АЛГОРИТМИ І ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКІВ

1. Алгоритм і приклад розрахунку товщини циліндричної обичайки з умови міцності і стійкості у випадку, коли обичайка навантажена зовнішнім тиском (табл.. 9.1).

*Вихідні дані для розрахунку.* Розрахунок виконати для робочих умов. Циліндрична зварна обичайка зі сталі марки Ст3 є складовою корпусу апарата з невідборттованим конічним днищем (кут при вершині конусу  $2 \alpha_e = 90^\circ$ ). Внутрішній діаметр апарата  $D = 2,2$  м. Розрахункова температура  $t = 155$  °С. Зовнішній розрахунковий тиск  $\delta_{HR} = 0,5$  МПа. Довжина циліндричної обичайки  $L = 1,8$  м. Сума додатків до розрахункової товщини  $C = 1 \cdot 10^{-3}$  м.

2. Алгоритм і приклад розрахунку товщини конічного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском (табл.. 9.2).

*Вихідні дані для розрахунку.* Розрахунок виконати для робочих умов. Конічне днище зі сталі марки Ст3 є складовою корпусу апарата (кут при вершині конусу  $2 \alpha_k = 90^\circ$ ). Внутрішній діаметр апарата  $D = 2,2$  м. Внутрішній діаметр штуцера  $D_0 = 0,16$  м. Розрахункова температура

$t = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,5\text{ МПа}$ . Сума додатків до розрахункової товщини  $C = 1 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

3. Алгоритм і приклад розрахунку товщини стандартного еліптичного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском (табл.. 9.3).

*Вихідні дані для розрахунку.* Розрахунок виконати для робочих умов. Еліптичне днище виконано зі сталі марки Ст3. Внутрішній діаметр апарата  $D = 2,2\text{ м}$ . Розрахункова температура  $t = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,5\text{ МПа}$ . Сума додатків до розрахункової товщини  $C = 1 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

4. Алгоритм і приклад перевірки умови стійкості циліндричної обичайки у випадку, коли вона знаходиться під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискуючої сили (табл.. 9.4).

*Вихідні дані для розрахунку.* Розрахунок виконати для робочих умов. Циліндрична зварна обичайка виконана зі сталі марки Ст3. Внутрішній діаметр обичайки  $D = 2,2\text{ м}$ . Виконавча товщина стінки обичайки  $S = 16 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ . Розрахункова температура  $t = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Зовнішній розрахунковий тиск  $p_{HR} = 0,5\text{ МПа}$ . Розрахункова довжина обичайки  $l_R = 2,167\text{ м}$  (розрахунок див. табл. 9.1). Допустимий зовнішній тиск  $[p_H] = 0,77\text{ МПа}$  (розрахунок див. табл. 9.1). Сума додатків до розрахункової товщини  $C = 1 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

5. Алгоритм і приклад розрахунку товщини плоского круглого днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене тиском (табл.. 9.5).

*Вихідні дані для розрахунку.* Розрахунок виконати для робочих умов. Плоске кругле зварне днище типу 2 (табл. 8.2) без отворів виконано зі сталі марки 20. Зварний шов – стиковий з підварюванням кореня, що виконується вручну. Довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини. Внутрішній діаметр апарата  $D = 1,6$  м. Розрахункова температура  $t = 150$  °С. Розрахунковий тиск  $p = 0,5$  МПа. Швидкість корозії матеріалу днища в робочих умовах  $v_{кор} = 6 \cdot 10^{-5}$  м/рік. Термін роботи апарата  $\tau = 15$  років. За технологічними умовами ерозія не враховується.

Таблиця 9.1. Алгоритм і приклад розрахунку товщини циліндричної обичайки з умови міцності і стійкості у випадку, коли обичайка навантажена зовнішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями А.1 – А.4 залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144 \text{ МПа}$
2.	Модуль пружності в умовах розтягу $E$	Модуль пружності в умовах розтягу $E$ визначають за таблицею додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^{\circ}\text{C}$ )	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
3.	Коефіцієнт запасу стійкості $n_y$	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$
4.	Коефіцієнт $K_1$	$K_1 = \frac{0,865 n_y p_{HR}}{2,4 \cdot 10^{-6} E}$	$K_1 = \frac{0,865 \cdot 2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5} = 2,7$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Розрахункова довжина елемента, що примикає до циліндричної обичайки	$l_u = \frac{H}{3}$ – для випуклих днищ; $l_k = \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k}$ – для конічних днищ без відтбортовки, але не більше довжини конічного елемента; $l_k = \max \left( r_o \sin \alpha_k; \frac{D}{6 \operatorname{tg} \alpha_k} \right)$ для конічних днищ з відтбортовкою, але не більше довжини конічного елемента	Для конічних днищ без відтбортовки $l_k = \frac{2,2}{6 \cdot \operatorname{tg} 45^\circ} = 0,367 \text{ м}$ Ця величина не перевищує довжини конічного елемента
6.	Розрахункова довжина обичайки $l_R$	$l_R = L + h + \frac{H}{3}$ , – для посудин з випуклими днищами; $l_R = L + h + l_k$ – для апаратів з конічними днищами	$l_R = 1,8 + 0 + 0,367 = 2,167 \text{ м}$
7.	Коефіцієнт $K_3$	$K_3 = \frac{l_R}{D}$	$K_3 = \frac{2,167}{2,2} = 0,985$
8.	Коефіцієнт $K_2$	$K_2$ визначається за номограмою (рис. 2.3) залежно від коефіцієнтів $K_1$ і $K_3$	$K_2 = 0,65$

Продовження табл. 9.1

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки	$S_R = \max \left\{ K_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot p_{HR} \cdot D}{2[\sigma]} \right\},$	$S_R = \max \left\{ 0,65 \cdot 2,2 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 2,2}{2 \cdot 144} \right\} =$ $= \max \{ 1,43 \cdot 10^{-2}; 4,2 \cdot 10^{-3} \} = 1,43 \cdot 10^{-2} \text{ м}$
10.	Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки у першому наближенні $S$	$S = S_R + C + C_0$ Додаток $C_0$ вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 додатку В.	$S = 1,43 \cdot 10^{-2} + 1 \cdot 10^{-3} + 7 \cdot 10^{-4} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 7 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ через те, що вибрана товщина листового прокату становить $16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
11.	Допустимий зовнішній тиск з умови міцності $[p_H]_\sigma$	$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{D + S - C}$	$[p_H]_\sigma = \frac{2 \cdot 144(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2 + (16 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,95 \text{ МПа}$
12.	Коефіцієнт $B_I$	$\hat{A}_I = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(S - C)}} \right\}$	$B_I = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{2,2}{2,167} \sqrt{\frac{2,2}{100(16 - 1)10^{-3}}} \right\} =$ $= \min \{ 1,0; 11,62 \} = 1$



Продовження табл. 9.1

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Допустимий зовнішній тиск з умов стійко- сті в границях пружності $[p_H]_E$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{n_y \cdot B_1 l_R} \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,2}{2,167} \left[ \frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} = 0,84 \text{ МПа}$
14.	Допустимий зовнішній тиск	$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,95}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,95}{0,84} \right)^2}} = 0,77 \text{ МПа}$
15.	Перевірка умови стійко- сті	$p_{HR} \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} < 0,77 \text{ МПа}$ Умова стійкості виконується
Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p_{HR} \leq [p_H]$ .			

Таблиця 9.2. Алгоритм і приклад розрахунку товщини конічного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями А.1 – А.4 залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144 \text{ МПа}$
2.	Модуль пружності в умовах розтягу $E$	Модуль пружності в умовах розтягу $E$ визначають за таблицею додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^{\circ}\text{C}$ )	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
3.	Коефіцієнт запасу стійкості $n_{\sigma}$	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$
4.	Коефіцієнт $k_1$	$k_1 = \frac{n_y p_{HR}}{2,4 \cdot 10^{-6} E}$	$k_1 = \frac{2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5} = 2,7$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Ефективна довжина конічного днища $l_E$	$l_E = \frac{D - D_o}{2 \sin \alpha_\kappa}$	$l_E = \frac{2,2 - 0,16}{2 \sin 45^\circ} = 1,44 \text{ м}$
6.	Виконавча товщина конічного днища у першому наближенні $S^1$	$S^1$ приймається конструктивно	Приймаємо (з попереднього розрахунку) $S^1 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
7.	Ефективний діаметр конічного днища $D_E$	$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_o}{2 \cos \alpha_\kappa}; \right.$ $\left. \frac{D}{\cos \alpha_\kappa} - 0,31(D + D_o) \sqrt{\frac{D + D_o}{100(S^1 - C)}} \operatorname{tg} \alpha_\kappa \right\}$	$D_E = \max \left\{ \frac{2,2 + 0,16}{2 \cos 45^\circ}; \right.$ $\left. \frac{2,2}{\cos 45^\circ} - 0,31(2,2 + 0,16) \sqrt{\frac{2,2 + 0,16}{100(16 - 1)10^{-3}}} \operatorname{tg} 45^\circ \right\} =$ $= \max \{1,67; 2,194\} = 2,194 \text{ м}$
8.	Коефіцієнт $k_3$	$k_3 = \frac{l_E}{D_E}$	$k_3 = \frac{1,44}{2,194} = 0,656$
9.	Коефіцієнт $k_2$	$k_2$ визначається за номограмою (див. додаток Д) залежно від коефіцієнтів $k_1$ і $k_3$	$k_2 = 0,55$

Продовження табл. 9.2

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Розрахункова товщина стінки циліндричної обичайки	$S_R = \max \left\{ k_2 D_E \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 p_{HR} D_E}{2[\sigma]} \right\}$	$S_R = \max \left\{ 0,55 \cdot 2,194 \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 2,194}{2 \cdot 144} \right\} =$ $= \max \{ 1,21 \cdot 10^{-2}; 4,2 \cdot 10^{-3} \} = 1,21 \cdot 10^{-2}$
11.	Виконавча товщина стінки циліндричної обичайки у першому наближенні $S$	$S = S_R + C + C_0$ Додаток $C_0$ вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 додатку В.	$S = 1,21 \cdot 10^{-2} + 1 \cdot 10^{-3} + 2,9 \cdot 10^{-3} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ через те, що выбрана товщина листового прокату дорівнює товщині циліндричної частині апарата і становить $16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
12.	Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_H]_\sigma$	$[p_H]_\sigma = \frac{2[\sigma](S - C)}{\frac{D}{\cos \alpha_\kappa} + S - C}$	$[p_H]_\sigma = \frac{2 \cdot 144(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{\frac{2,2}{\cos 45^\circ} + (16 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,38 \text{ МПа}$
13.	Коефіцієнт $B_1$	$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{D_E}{l_E} \sqrt{\frac{D_E}{100(S - C)}} \right\}$	$B_1 = \min \left\{ 1,0; 9,45 \frac{2,194}{1,44} \sqrt{\frac{2,194}{100(16 - 1)10^{-3}}} \right\} =$ $= \min \{ 1,0; 17,41 \} = 1$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
14.	Допустимий зовнішній тиск з умов стійко- сті в границях пружності $[p_H]_E$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_y B_1} \cdot \frac{D_E}{l_E} \left[ \frac{100(S - C)}{D_E} \right]^{2,5}$	$[p_H]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4 \cdot 1} \cdot \frac{2,194}{1,44} \left[ \frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,194} \right]^{2,5} =$ $= 0,944 \text{ МПа}$
15.	Допустимий зовнішній тиск $[p_H]$	$[p_H] = \frac{[p_H]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_\sigma}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,38}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,38}{0,944} \right)^2}} = 0,779 \text{ МПа}$
16.	Перевірка умови стійко- сті	$p_{HR} \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} < 0,779 \text{ МПа}$ Умова міцності виконується
Якщо умова стійкості не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови $p_{HR} \leq [p_H]$ .			

Таблиця 9.3. Приклад розрахунку товщини стандартного еліптичного днища з умови міцності і стійкості у випадку, коли днище навантажене зовнішнім тиском  
(алгоритм подано для розрахунку еліптичного і півсферичного днищ)

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями А.1 – А.4 залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144 \text{ МПа}$
2.	Модуль пружності в умовах розтягу $E$	Модуль пружності в умовах розтягу $E$ визначають за таблицею додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^{\circ}\text{C}$ )	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
3.	Коефіцієнт запасу стійкості $n_y$	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
4.	Коефіцієнт $K_{\varnothing}$ для попереднього розрахунку	$K_{\varnothing} = 0,9$ – для еліптичного днища; $K_{\varnothing} = 1,0$ – для півсферичного днища	$K_{\varnothing} = 0,9$
5.	Внутрішній радіус кривизни в вершині днища або кришки $R_{\delta}$	$R_{\delta} = D$ для стандартного еліптичного днища; $R_{\delta} = 0,5D$ для півсферичного днища	$R_{\delta} = D = 2,2$ м
6.	Висота днища $H$	$H = 0,25D$ для стандартного еліптичного днища; $H = 0,5D$ для півсферичного днища	$H = 0,25D = 0,25 \cdot 2,2 = 0,55$ м
7.	Розрахункова товщина стінки днища $S_R$	$S_R = \max \left\{ \frac{K_{\varnothing} R_{\delta}}{510} \sqrt{\frac{n_y p_{HR}}{10^{-6} E}}; \frac{p_{HR} R_{\delta}}{2[\sigma]} \right\}$	$S_R = \max \left\{ \frac{0,9 \cdot 2,2}{510} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,5}{10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^5}}; \frac{0,5 \cdot 2,2}{2 \cdot 144} \right\} =$ $= \max \{0,0099; 0,0038\} = 0,0099$ м
8.	Виконавча товщина стінки днища $S$	$S = S_R + C + C_0$ Додаток $C_0$ вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 додатку В.	$S = 9,9 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-4} = 11 \cdot 10^{-3}$ м Обираємо $C_0 = 1 \cdot 10^{-4}$ м через те, що выбрана товщина листового прокату становить $11 \cdot 10^{-3}$ м
9.	Допустимий зовнішній тиск з умов міцності $[p_{\varnothing}]_{\sigma}$	$[p_H]_{\sigma} = \frac{2[\sigma](S - C)}{R_{\delta} + 0,5(S - C)}$	$[p_H]_{\sigma} = \frac{2 \cdot 144(11 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2 + 0,5(11 - 1) \cdot 10^{-3}} = 1,18$ МПа

Продовження табл. 9.3

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Коефіцієнт $x$	$x = 10 \frac{S - C}{D} \left( \frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right)$	$x = 10 \frac{(11-1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \left( \frac{2,2}{2 \cdot 0,55} - \frac{2 \cdot 0,55}{2,2} \right) = 0,068$
11.	Остаточне значення коефіцієнта $K_{\vartheta}$	$K_{\vartheta} = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3 + 10x)x}$ або визначається за графіком (рис. 5.3)	$K_{\vartheta} = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,068)0,068}{1 + (3 + 10 \cdot 0,068)0,068} = 0,96$
12.	Допустимий зовнішній тиск з умов стійкості в границях пружності $[p_H]_E$	$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_{\phi}} \left[ \frac{100(S - C)}{K_{\vartheta} R_{\dot{\alpha}}} \right]^2$	$[p_H]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4} \left[ \frac{100(11-1) \cdot 10^{-3}}{0,96 \cdot 2,2} \right]^2 = 0,45 \text{ МПа}$
13.	Допустимий зовнішній тиск	$[p_H] = \frac{[p_H]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p_H]_{\sigma}}{[p_H]_E} \right)^2}}$	$[p_H] = \frac{1,18}{\sqrt{1 + \left( \frac{1,18}{0,45} \right)^2}} = 0,42 \text{ МПа}$
14.	Перевірка умови стійкості	$p_{HR} \leq [p_H]$	$0,5 \text{ МПа} > 0,42 \text{ МПа}$ Умова стійкості не виконується
<p>Якщо умова стійкості не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови <math>p_{HR} \leq [p_H]</math>.</p> <p>У нашому випадку умова стійкості буде виконуватись при <math>S = 12 \text{ мм}</math>, тоді <math>[p_H] = 0,505 \text{ МПа}</math></p>			





Таблиця 9.4. Алгоритм і приклад перевірки умови стійкості циліндричної обичайки у випадку, коли вона знаходиться під сумісною дією зовнішнього тиску і осьової стискуючої сили

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу обичайки за розрахункової температури $[\sigma]$	Допустиме напруження матеріалу обичайки $[\sigma]$ визначають за таблицями А.1 – А.4 залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що обичайка зварна)	З таблиці А.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 144 \text{ МПа}$
2.	Модуль пружності в умовах розтягу $E$	Модуль пружності в умовах розтягу $E$ визначають за таблицею додатку Г залежно від марки сталі, з якої виконана обичайка і розрахункової температури (при випробуваннях приймається $t = 20^{\circ}\text{C}$ )	З таблиці Г.1 для сталі марки Ст3 за розрахункової температури $t = 155^{\circ}\text{C}$ модуль пружності в умовах розтягу $E = 1,85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
3.	Коефіцієнт запасу стійкості $n_y$	Значення коефіцієнту запасу стійкості обирають залежно від умов, при якому виконують розрахунок. $n_y = 2,4$ для робочих умов; $n_y = 1,8$ для умов випробувань	$n_y = 2,4$
4.	Осьова стискуюча сила $F$	$F = \frac{\pi (D + 2S)^2}{4} p_z$	$F = \frac{3,14 (2,2 + 2 \cdot 16 \cdot 10^{-3})^2}{4} 0,5 = 1,96 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
5.	Допустима осьова стис- куюча сила з умови міцнос- ті $[F]_{\sigma}$	$[F]_{\sigma} = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma]$	$[F]_{\sigma} = 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})144 =$ $= 15,02 \text{ МН}$
6.	Допустима осьова стис- куюча сила з умови місце- вої стійкості в границях пруж- ності $[F]_{E1}$	$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[ \frac{100(S - C)}{D} \right]^{2,5}$	$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4} \cdot 2,2^2 \left[ \frac{100(16 - 1) \cdot 10^{-3}}{2,2} \right]^{2,5} =$ $= 44,4 \text{ МН}$
7.	Зведена дов- жина обичай- ки $l_{np}$	$l_{np}$ визначається за таблицею 3.1	$l_{np} = l_R = 2,167 \text{ м}$
8.	Гнучкість $\lambda$	$\lambda = \frac{2,83 l_{np}}{D + S - C}$	$\lambda = \frac{2,83 \cdot 2,167}{2,2 + (16 - 1) \cdot 10^{-3}} = 2,77$
9.	Допустима осьова стискую- ча сила з умови загальної стій- кості в границях пружності $[F]_{E2}$	$[F]_{E2} = \pi(D + S - C)(S - C) \frac{E}{n_y} \left( \frac{\pi}{\lambda} \right)^2$	$[F]_{E2} = 3,14(2,2 + 16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3})(16 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}) \cdot$ $\cdot \frac{1,85 \cdot 10^{+5}}{2,4} \left( \frac{3,14}{2,77} \right)^2 = 10332 \text{ МН}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
10.	Допустима осьова стиску- юча сила з умо- ви стійкості в границях пруж- ності $[F]_E$	$[F]_E = \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \}$	$[F]_E = \min \{ 44,4; 10332 \} = 44,4 \text{ МН}$
11.	Допустима осьова стис- куюча сила $[F]$	$[F] = \frac{[F]_\sigma}{\sqrt{1 + \left( \frac{[F]_\sigma}{[F]_E} \right)^2}}$	$[F] = \frac{15,02}{\sqrt{1 + \left( \frac{15,02}{44,4} \right)^2}} = 14,22 \text{ МН}$
12.	Перевірка умови стійкос- ті	$\frac{p_{HR}}{[p_H]} + \frac{F}{[F]} \leq 1$	$\frac{0,5}{0,77} + \frac{1,96}{14,22} = 0,787 < 1$ Умова стійкості виконується
<p>Якщо умова міцності не виконується, необхідно вжити відповідних заходів (наприклад, збільшити товщину стінки елемента, змінити марку сталі і т. ін.) і зробити перерахунок за наведеним вище алгоритмом для забезпечення умови <math>\frac{p_{HR}}{[p_H]} + \frac{F}{[F]} \leq 1</math>.</p>			

Таблиця 9.5. Алгоритм і приклад розрахунку товщини плоского круглого днища з умови міцності у безмоментній зоні у випадку, коли днище навантажене тиском

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
1.	Допустиме напруження матеріалу днища за розрахункової температури $[\sigma]$	$[\sigma]$ визначають за таблицями А.1 – А.4 додатка А залежно від марки сталі, з якої виконане днище і розрахункової температури (поправковий коефіцієнт для допустимих напружень $\eta = 1$ через те, що днище зварне)	З таблиці А.1 для сталі марки 20 за розрахункової температури $t = 150^\circ\text{C}$ допустиме напруження $[\sigma] = 139 \text{ МПа}$
2.	Розрахунковий коефіцієнт міцності зварного шва $\varphi_p$	$\varphi_p$ визначають за таблицею Б.1 додатка Б залежно від виду зварного шва та довжини швів, що контролюються	Для стикового шва з підварюванням кореня, що виконується вручну, коли довжина контрольованих зварних швів становить 100 % від загальної довжини $\varphi_p = 1,0$
3.	Коефіцієнт ослаблення днища або кришки отворами $K_o$	Якщо один отвір: $K_o = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left(\frac{d}{D_R}\right)^2}$ ; якщо декілька отворів: $K_o = \sqrt{\frac{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D_R}\right)^2}{1 - \frac{\sum d_i}{D_R}}}$	$K_o = 1$ через те, що отворів в днищі немає
4.	Коефіцієнт $K$	$K$ визначають за таблицею 8.2 залежно від типу днища або кришки	Для плоского круглого днища типу 2 $K = 0,5$
5.	Розрахунковий діаметр $D_R$	$D_R$ визначають за таблицею 8.2 залежно від типу днища або кришки	Для плоского круглого днища типу 2 $D_R = D = 1,6 \text{ м}$

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
6.	Розрахункова товщина стінки плоского круглого днища або кришки $S_{1R}$ , м	$S_{1R} = KK_o D_R \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \phi}}$	$S_{1R} = 0,5 \cdot 1 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{0,6}{139 \cdot 1}} = 0,0526 \text{ м}$
7.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації ерозії $C_e$	Додаток $C_e$ належить враховувати при переміщенні в апараті рідких середовищ зі швидкостями більше 20 м/с, газоподібних – більше 100 м/с; при наявності у рухомому середовищі абразивних твердих частинок і при ударній дії середовища на деталь	$C_e = 0$
8.	Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії $C_1$	Якщо $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$ , тоді $C_1 = v_{кор} \tau + C_e$ ; інакше $C_1 = 0,001 \text{ м} + C_e$ . Якщо відсутні дані о величині $v_{кор}$ , але відомо, що матеріал днища стійкий до оточуючого середовища, тоді $C_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Додаток $C_1$ при двобічному контакті з корозійним і (або) ерозійним середовищем належить відповідно збільшувати.	$C_1 = v_{кор} \tau + C_e = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 15 + 0 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ , через те, що $v_{кор} > 5 \cdot 10^{-5} \text{ м/рік}$

Продовження табл. 9.5

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
9.	Виконавча товщина стінки днища у першому наближенні $S_1$	$S_1^1 = S_{1R} + C_1 + C_0$ Додаток $C_0$ вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 додатка В.	$S_1^1 = 52,6 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ Обираємо $C_0 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ через те, що найближча товщина листового прокату становить $55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
10.	Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску $C_2$	Додаток $C_2$ вибирається за таблицями В.2 – В.4 додатка В.	Граничне відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ при його товщини від 50 до 60 мм включно становить $1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , тобто $C_2 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
11.	Технологічний додаток до розрахункової товщини $C_3$	Додаток $C_3$ враховується у випадках, коли має місце стоншення стінки елемента посудини або апарата при технологічних операціях: витяжці, штампуванні, гнутті труб і т. ін.	$C_3 = 0$
12.	Відношення суми додатків $C_2$ і $C_3$ до товщини $S_1^1$	$\frac{C_2 + C_3}{S_1^1}$	$\frac{1,3 \cdot 10^{-3} + 0}{55 \cdot 10^{-3}} = 0,024$

Продовження табл. 9.5

№ п/п	Розрахунковий параметр	Розрахункова формула	Приклад розрахунку
13.	Сума додатків до розрахункової товщини $C$	$C = \begin{cases} C_1, \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_1^1} \leq 0,05; \\ C_1 + C_2 + C_3 \text{ якщо } \frac{C_2 + C_3}{S_1^1} > 0,05. \end{cases}$	$\frac{C_2 + C_3}{S_1^1} < 0,05, \text{ тому } C = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}$
14.	Виконавча товщина стінки днища або кришки $S_1$	$S_1 = S_{1R} + C_1 + C_0$ <p>Додаток <math>C_0</math> вибирається конструктивно для кожного окремого випадку. Найближчу товщину листового прокату обираємо за таблицею В.1 додатка В.</p>	$S_1 = 52,6 \cdot 10^{-3} + 9 \cdot 10^{-4} + 1,5 \cdot 10^{-3} = 55 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
15.	Умова приєднання днища до обичайки	$S_1 \geq S$	$55 \cdot 10^{-3} \text{ м} > 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ <p>Умова виконується</p>
16.	Допустимий внутрішній надлишковий тиск $[p]$	$[p] = \left( \frac{S_1 - C}{KK_o D_R} \right)^2 [\sigma] \phi$	$[p] = \left( \frac{55 \cdot 10^{-3} - 0,9 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 1 \cdot 1,6} \right)^2 139 \cdot 1 = 0,635 \text{ МПа}$
17.	Перевірка умови міцності	$p \leq [p]$	$0,5 \text{ МПа} < 0,635 \text{ МПа}.$ <p>Умова міцності виконується.</p>



## Додаток А. Механічні характеристики сталей

Властивості сталей подані за ГОСТ 14249-89

Таблиця А.1. Допустимі напруження для вуглецевих і низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата	Допустиме напруження [σ], МПа, для сталей марок							
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	Товщина, мм							
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 160			
20	154	140	196	183	147	130	180	183
100	149	134	177	160	142	125	160	160
150	145	131	171	154	139	122	154	154
200	142	126	165	148	136	118	148	148
250	131	120	162	145	132	112	145	145
300	115	108	151	134	119	100	134	134
350	105	98	140	123	106	88	123	123
375	93	93	133	116	98	82	108	116
400	85	85	122	105	92	77	92	105
410	81	81	104	104	86	75	86	104
420	75	75	92	92	80	72	80	92
430	71*	71*	86	86	75	68	75	86
440	—	—	78	78	67	60	67	78
450	—	—	71	71	61	53	61	71
460	—	—	64	64	55	47	55	64
470	—	—	56	56	49	42	49	56
480	—	—	53	53	46*	37	46**	53

\*Для розрахункової температури стінки 425 °С.

\*\* Для розрахункової температури стінки 475 °С.

*Примітки.* 1. Якщо розрахункові температури нижчі від 20 °С, допустимі напруження беруть такими самими, як і за температури 20 °С для допустимого застосування матеріалу за цієї температури.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3. Для сталі марки 20, якщо  $R_T^{20} < 220$  МПа допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення  $R_T^{20} / 220$ .

4. Для сталі марки 10Г2, якщо  $R_T^{20} < 270$  МПа допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення  $R_T^{20} / 270$ .

Таблиця А.2. Допустимі напруження для теплозв'язаних хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок				
	12ХМ	12МХ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	147	147	155	146	240
100	146,5	146,5	153	141	235
150	146	146	152,5	138	230
200	145	145	152	134	225
250	145	145	152	127	220
300	141	141	147	120	210
350	137	137	142	114	200
375	135	135	140	110	180
400	132	132	137	105	170
410	130	130	136	103	160
420	129	129	135	101	150
430	127	127	134	99	140
440	126	126	132	96	135
450	124	124	131	94	130
460	122	122	127	91	126
470	117	117	122	89	122
480	114	114	117	86	118
490	105	105	107	83	114
500	96	96	99	79	108
510	82	82	84	72	97
520	69	69	74	66	85
530	60	57	67	60	72
540	50	47	57	54	58
550	41	—	49	47	52
560	33	—	41	40	45
570	—	—	—	35	40
580	—	—	—	30	34
590	—	—	—	28	30
600	—	—	—	25	25

Примітки до таблиці А.2. 1. Якщо розрахункові температури нижчі від 20 °С, допустимі напруження беруть такими самими, як за температури 20 °С для допустимого застосування матеріалу за цієї температури.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають лінійною інтерполяцією з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3. Якщо розрахункові температури нижчі за 200 °С, сталь марок 12МХ, 12ХМ, 15ХМ застосовувати не рекомендується.

Таблиця А.3. Допустимі напруження для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження [ $\sigma$ ], МПа, для сталей марок				
	03X21Н21М4ГБ	03X18Н11	03X17Н14М3	08X18Н10Т, 08X18Н12Т, 08X17Н13М2Т, 08X17Н15М3Т	12X18Н10Т, 12X18Н12Т, 10X17Н13М2Т, 10X17Н13М3Т
20	180	160	153	168	184
100	173	133	140	156	174
150	171	125	130	148	168
200	171	120	120	140	160
250	167	115	113	132	154
300	149	112	103	123	148
350	143	108	101	113	144
375	141	107	90	108	140
400	140	107	87	103	137
410	—	107	83	102	136
420	—	107	82	101	135
430	—	107	81	100,5	134
440	—	107	81	100	133
450	—	107	80	99	132
460	—	—	—	98	131
470	—	—	—	97,5	130
480	—	—	—	97	129
490	—	—	—	96	128
500	—	—	—	95	127
510	—	—	—	94	126
520	—	—	—	79	125
530	—	—	—	79	124
540	—	—	—	78	111
550	—	—	—	76	111
560	—	—	—	73	101
570	—	—	—	69	97
580	—	—	—	65	90
590	—	—	—	61	81
600	—	—	—	57	74
610	—	—	—	—	68
620	—	—	—	—	62
630	—	—	—	—	57
640	—	—	—	—	52
650	—	—	—	—	48
660	—	—	—	—	45
670	—	—	—	—	42
680	—	—	—	—	38
690	—	—	—	—	34
700	—	—	—	—	30

*Примітки.* 1. Якщо розрахункові температури нижчі від 20 °С, допустимі напруження беруть такими самими, як і за температури 20 °С для допустимого застосування матеріалу за цієї температури.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають інтерполяцією двох найближчих значень, що зазначені в таблиці, з округленням результатів до 0,5 МПа у бік меншого значення.

3. Для поковок зі сталі марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т допустимі напруження, що зазначені в таблиці за температур до 550 °С, помножують на 0,83.

4. Для сортового прокату зі сталі марок 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т допустимі напруження, що зазначені в таблиці за температур до 550 °С, помножують на відношення  $R_{0,2}^*/240$ , де  $R_{0,2}^*$  – умовна границя плинності матеріалу сортового прокату, визначена за ГОСТ 5949; для сортового прокату зі сталі марки 03Х18Н11 допустиме напруження помножують на 0,8.

5. Для поковок і сортового прокату з сталі марки 08Х18Н10Т допустимі напруження, що зазначені в таблиці за температур до 550 °С, помножують на 0,95.

6. Для поковок зі сталі марки 03Х17Н14М3 допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на 0,9.

7. Для поковок зі сталі марки 03Х18Н11 допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на 0,9; для сортового прокату з сталі марки 03Х18Н11 допустимі напруження помножують на 0,8.

8. Для труб зі сталі марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗІ-35) допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на 0,88.

9. Для поковок зі сталі марки 03Х21Н21М4ГБ (ЗІ-35) допустимі напруження, що зазначені в таблиці, помножують на відношення  $R_{0,2}^*/250$ , де  $R_{0,2}^*$  – умовна границя плинності матеріалу поковок, визначена за ГОСТ 25054 (за погодженням).

*Таблиця А.4.* Допустимі напруження для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Допустиме напруження $[\sigma]$ , МПа, для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	15Х18Н12С4Т Ю (ЭИ-654)	06ХН28МДТ 03ХН28МДТ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т
20	230	233	133	233	147	233
100	206	173	106,5	220	138	200
150	190	153	100	206,5	130	193
200	175	133	90	200	124	188,5
250	160	127	83	186,5	117	166,5
300	144	120	76,5	180	110	160
350	—	113	—	—	107	—
375	—	110	—	—	105	—
400	—	107	—	—	103	—

*Примітки:* 1. Якщо розрахункові температури нижчі від 20 °С, допустимі напруження беруть такими самими, як і за температури 20 °С для допустимого застосування матеріалу за цієї температури.

2. Для проміжних розрахункових температур стінки допустиме напруження визначають інтерполяцією двох найближчих значень, що зазначені в таблиці, з округленням результатів до 0,5 МПа в бік меншого значення.

*Таблиця А.5.* Розрахункові значення границі плинності для вуглецевих і низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °C	Розрахункове значення границі плинності $R_T$ , МПа, для сталей марок							
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 09Г2	17ГС, 17Г1С, 10Г2С1
	Товщина, мм							
	до 20	понад 20	до 32	понад 32	до 160			
20	250	210	300	280	220	195	270	280
100	230	201	165,5	240	213	188	240	240
150	224	197	156,5	231	209	183	231	231
200	223	189	247,5	222	204	177	222	222
250	197	180	243	218	198	168	218	218
300	173	162	226,5	201	179	150	201	201
350	167	147	210	185	159	132	185	185
375	164	140	199,5	174	147	123	162	174
400	—	—	183	158	—	—	—	158
410	—	—	—	156	—	—	—	156
420	—	—	—	138	—	—	—	138

Таблиця А.6. Розрахункові значення границі міцності для вуглецевих і низьколегованих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення границі міцності $R_b$ , МПа, для сталей марок						
	Ст3		09Г2С, 16ГС		20, 20К	10	10Г2, 17ГС, 09Г2, 17Г1С, 10Г2С1
	Товщина, мм						
	До 20	Понад 20	До 32	Понад 32	До 160		
20	460	380	470	440	410	340	440
100	435	360	425	385	380	310	385
150	460	390	430	430	425	340	430
200	505	420	439	439	460	382	439
250	510	435	444	444	460	400	444
300	520	440	445	445	460	374	445
350	480	420	441	441	430	360	441
375	450	402	425	425	410	330	425

Таблиця А.7. Розрахункові значення умовної границі плинності для теплотривких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення умовної границі плинності $R_{0,2}$ , МПа, для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	220	220	233	220	400
100	219	219	230	210	352,5
150	218	218	229	207	345
200	217,5	217,5	228	201	337,5
250	217,5	217,5	228	190	330
300	212	212	220	180	315
350	206	206	213	171	300
375	202	202	210	164	270
400	198	198	205	158	255
410	195	195	204	155	240
420	194	194	202	152	225

Таблиця А.8. Розрахункові значення границі міцності для теплотривких хромистих сталей

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункові значення границі міцності $R_b$ , МПа, для сталей марок				
	12МХ	12ХМ	15ХМ	15Х5М	15Х5М-У
20	450	450	450	400	600
100	440	440	440	380	572
150	434	434	434	355	555
200	430	430	430	330	535
250	440	437	437	320	520
300	454	445	445	318	503
350	437	442	442	314	492
375	427	436	436	312	484
400	415	426	426	310	472
410	413	424	424	306	468
420	410	421	421	300	462

Таблиця А.9. Розрахункові значення умовної границі плинності  $R_{0,2}$  для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункові значення умовної границі плинності $R_{0,2}$ , МПа, для сталей марок					
	08Х18Г8Н2Т (КО-3)	07Х13АГ20 (ЧС-46)	02Х8Н22С6 (ЭП-794)	5Х18Н12С4ТК (ЭИ-654)	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	350	350	200	350	350	220
100	328	260	160	330	300	207
150	314	230	150	310	290	195
200	300	200	135	300	283	186
250	287	190	125	280	250	175
300	274	180	115	270	240	165
350	—	170	—	—	—	160
375	—	165	—	—	—	157,5
400	—	160	—	—	—	155

Таблиця А.10. Розрахункові значення границі міцності  $R_B$  для жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного та аустенітно-феритного класів

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °C	Розрахункове значення границі міцності $R_B$ , МПа, для сталей марок				
	08X18Г8Н2Т (КО-3)	07X13АГ20 (ЧС-46)	02X8Н22С6 (ЭП-794)	5X18Н12С4ТЮ (ЭИ-654)	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
20	600	670	550	700	550
100	535	550	500	640	527,5
150	495	520	480	610	512,5
200	455	490	468	580	500
250	415	485	450	570	490
300	375	480	440	570	482,5
350	—	465	—	—	478
375	—	458	—	—	474
400	—	450	—	—	470

Таблиця А.11. Розрахункові значення умовної границі плинності  $R_{l,0}$  для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °C	Розрахункове значення границі плинності $R_{l,0}$ , МПа, для сталей марок				
	12X18Н10Т, 12X18Н12Т, 10X17Н13М2Т, 10X17Н13М3Т	08X18Н10Т, 08X18Н12Т, 08X17Н13М2Т, 08X17Н15М3Т	03X21Н21М4ГБ	03X18Н11	03X17Н14М3
20	276	252	270	240	230
100	261	234	260	200	210
150	252	222	257	187,5	195
200	240	210	257	180	180
250	231	198	250	173	170
300	222	184,5	223	168	155
350	216	169,5	215	162	152
375	210	162	212	160	135
400	205,5	154,5	210	160	130
410	204	153	—	160	125
420	202,5	151,5	—	160	123
430	201	150,75	—	160	122
440	199,5	150	—	160	121
450	198	148,5	—	160	120
460	196,5	147	—	—	—
470	195	146	—	—	—
480	193,5	145,5	—	—	—
490	192	144	—	—	—
500	190,5	142,5	—	—	—
510	189	141	—	—	—
520	187,5	139,5	—	—	—
530	186	138	—	—	—



Примітка. Границю плинності за температури 20 °С належить брати:

- для поковок зі сталі марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T –  $R_{1,0}^{20}$  (листа) / 1,2;
- для поковок і сортового прокату зі сталі марки 08X18H10T –  $R_{1,0}^{20}$  (листа) / 1,05;
- для сортового прокату зі сталі марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T – 1,15  $R_{1,0}^{20}$  (сорту);
- для поковок зі сталі марок 03X17H14M3, 03X18H11 –  $R_{1,0}^{20}$  (листа) / 1,11;
- для сортового прокату зі сталі марки 03X18H11 –  $R_{1,0}^{20}$  (листа) / 1,25;
- для труб зі сталі марки 03X21H21M4ГБ (ЗІ-35) –  $R_{1,0}^{20}$  (листа) / 1,14;
- для поковок зі сталі марки 03X21H21M4ГБ (ЗІ-35) – 1,08  $R_{1,0}^{20}$ , де  $R_{1,0}^{20}$  – границя плинності матеріалу поковок визначена за ГОСТ 25054 (за погодженням).

Таблиця А.12. Розрахункові значення границі умовної плинності  $R_{0,2}$  для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункове значення границі плинності $R_{0,2}$ , МПа, для сталей марок				
	12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T	03X21H21M4ГБ	03X18H11	03X17H14M3
20	240	210*	250	200	200
100	228	195	240	160	180
150	219	180	235	150	165
200	210	173	235	140	150
250	204	165	232	135	140
300	195	150	205	130	126
350	190	137	199	127	115
375	186	133	195	125	108
400	181	129	191	122,5	100
410	180	128	–	121,5	98
420	180	128	–	121	97,5
430	179	127	–	120,5	97
440	177	126	–	120	96
450	176	125	–	120	95
460	174	125	–	–	–
470	173	124	–	–	–
480	173	123	–	–	–
490	171	122	–	–	–
500	170	122	–	–	–
510	168	120	–	–	–
520	168	119	–	–	–
530	167	119	–	–	–

\* Для сталей 08X17H13M2T, 08X17H15M3T границя плинності за температури 20 °C становить 200 МПа.

*Примітки.* 1. Для поковок із сталі марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T границі плинності множать на 0,83.

2. Для сортового прокату із сталі марок 12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T границі плинності помножують на  $R_{0,2}^*/240$ , де  $R_{0,2}^*$  – умовна границя плинності матеріалу сортового прокату, визначена за ГОСТ 5949.

3. Для поковок і сортового прокату зі сталі марки 08X18H10T границі плинності помножують на 0,95.

4. Для поковок зі сталі марки 03X17H14M3 границі плинності помножують на 0,9.

5. Для поковок зі сталі марки 03X18H11 границі плинності множать на 0,9; для сортового прокату зі сталі марки 03X18H11 границі плинності помножують на 0,8.

6. Для труб зі сталі марки 03X21H21M4ГБ (ЗІ-35) границі плинності помножують на 0,88.

7. Для поковок зі сталі марки 03X21H21M4ГБ (ЗІ-35) границі плинності помножують на відношення  $R_{0,2}^*/240$ , де  $\sigma_{0,2}^*$  – умовна границя плинності матеріалу поковок, визначена за ГОСТ 25054 (за погодженням).

*Таблиця А.13.* Розрахункові значення границі міцності  $R_b$  для жароміцних, жаростійких і корозійностійких сталей аустенітного класу

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °C	Розрахункові значення границі міцності $R_b$ , МПа, для сталей марок					
	03X21H21M4ГБ	08X22H6T, 08X21H6M2T	03X17H14M3	03X18H11	08X18H10T, 08X18H12T, 08X17H13M2T, 08X17H15M3T	12X18H10T, 12X18H12T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T
20	550	600	500	520	520	540
100	540	583	474	450	480	500
150	535	550	453	433	455	475
200	535	515	432	415	430	450
250	534	503	412	405	424	443
300	520	500	392	397	417	440
350	518	—	376	394	408	438
375	517	—	368	392	405	437
400	516	—	360	390	402	436
410	—	—	358	388	400	434
420	—	—	356	386	398	432
430	—	—	354	384	396	431
440	—	—	352	382	394	430
450	—	—	350	380	392	428
460	—	—	—	—	390	426
470	—	—	—	—	388	424
480	—	—	—	—	386	422
490	—	—	—	—	385	421

Розрахункова температура стінки посудини або апарата, °С	Розрахункові значення границі міцності $R_{\sigma}$ , МПа, для сталей марок					
	03Х21Н21М4ГБ	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	03Х17Н14М3	03Х18Н11	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т, 08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т
500	—	—	—	—	383	420
510	—	—	—	—	381	418
520	—	—	—	—	380	416
530	—	—	—	—	374*	412*

\* Для розрахункової температури стінки 550 °С.

## Додаток Б. Коефіцієнти міцності зварних швів

Таблиця Б.1. Коефіцієнти міцності зварних швів за ГОСТ 14249-89

Вид зварного шва	Значення коефіцієнта міцності зварного шва	
	Довжина швів, що контролюються, становить 100 % від загальної довжини	Довжина швів, що контролюються, становить 10–50 % від загальної довжини
Стиковий або тавровий з двобічним суцільним проваром, що виконується автоматичним або напівавтоматичним зварюванням	1,0	0,9
Стиковий з підварюванням кореня шва або тавровий з двобічним суцільним проваром, що виконується вручну	1,0	0,9
Стиковий, що доступний для зварювання тільки з одного боку і що має у процесі зварювання металеву підкладку з боку кореня шва, коли підкладка прилягає по всій довжині шва до основного металу	0,9	0,8
Тавровий з конструктивним зазором зварюваних деталей	0,8	0,65
Стиковий, що виконується автоматичним і напівавтоматичним зварюванням з одного боку з флюсовою або керамічною підкладкою	0,9	0,8
Стиковий, що виконується вручну з одного боку	0,9	0,65

## Додаток В. Сталевий листовий прокат

Таблиця В.1. Розміри сталевих листових прокатів

Тип прокату	Розміри прокату, мм		
	товщина	ширина	довжина
Прокат листовий гарячекатаний (ГОСТ 19903–74): виготовлений у листах	Від 6 до 26 включно з кроком 0,5; від 27 до 32 включно з кроком 1,0; від 34 до 40 включно з кроком 2,0; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 58; 60; 62; 65; 68; 70; 72; 75; 78; 80; 82; 85; 87; 90; 92; 95; від 100 до 160 включно з кроком 5,0 Від 1,2 до 1,6 включно з кроком 0,1;	500 – 1800	1200 – 12000
виготовлений у рулонах	1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 3,8; 3,9; 4,0; 4,5; 5,0; 5,3; 5,5; 6,0; 6,3 Від 7,0 до 12 включно з кроком 0,5	500 – 2200	Розвернута дов- жина рулонів не регламентується
Прокат листовий холоднокатан- ний (ГОСТ 19904–90): виготовлений у листах	Від 0,35 до 0,80 включно з кроком 0,05; Від 0,90 до 1,80 включно з кроком 0,10; 2,00; 2,20; 2,50; 2,80; 3,00; 3,20; 3,50; 3,80; 3,90; 4,00; 4,20; 4,50; 4,80; 5,00	500 – 2350	1000 – 6000
виготовлений у рулонах	—” —	—” —	Розвернута дов- жина рулонів не регламентується

Таблиця В.2. Граничні відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного [ГОСТ 19903–74]

Товщина прокату	Граничні відхилення по товщині прокату при його ширині, мм									
	Від 500 до 750 включно		Більше 750 до 1000 включно		Більше 1000 до 1500 включно		Більше 1500 до 2000 включно		Більше 2000 до 2300 включно	
	ПТ	НТ	ПТ	НТ	ПТ	НТ	ПТ	НТ	ПТ	НТ
Від 0,40 до 0,50 включно	± 0,05	± 0,07	—	—	—	—	—	—	—	—
Від 0,50 до 0,60 включно	± 0,06	± 0,08	—	—	—	—	—	—	—	—
Від 0,60 до 0,75 включно	± 0,07	± 0,09	± 0,07	± 0,09	—	—	—	—	—	—
Від 0,75 до 0,90 включно	± 0,08	± 0,10	± 0,08	± 0,10	—	—	—	—	—	—
Від 0,90 до 1,10 включно	± 0,09	± 0,11	± 0,09	± 0,12	—	—	—	—	—	—
Від 1,10 до 1,20 включно	± 0,10	± 0,12	± 0,11	± 0,13	± 0,12	± 0,15	—	—	—	—
Від 1,20 до 1,30 включно	± 0,11	± 0,13	± 0,12	± 0,14	± 0,12	± 0,15	—	—	—	—
Від 1,30 до 1,40 включно	± 0,11	± 0,14	± 0,12	± 0,15	± 0,12	± 0,18	—	—	—	—
Від 1,40 до 1,60 включно	± 0,12	± 0,15	± 0,13	± 0,15	± 0,13	± 0,18	—	—	—	—
Від 1,60 до 1,80 включно	± 0,13	± 0,15	± 0,14	± 0,17	± 0,14	± 0,18	—	—	—	—
Від 1,80 до 2,00 включно	± 0,14	± 0,16	± 0,15	± 0,17	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,20	—	—
Від 2,00 до 2,20 включно	± 0,15	± 0,17	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	—	—
Від 2,20 до 2,50 включно	± 0,16	± 0,18	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	—	—
Від 2,50 до 3,00 включно	± 0,17	± 0,19	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	± 0,20	± 0,22	± 0,23	± 0,25
Від 3,00 до 3,50 включно	± 0,18	± 0,20	± 0,19	± 0,21	± 0,20	± 0,22	± 0,22	± 0,24	± 0,26	± 0,29
Від 3,50 до 3,90 включно	± 0,20	± 0,22	± 0,21	± 0,23	± 0,22	± 0,24	± 0,24	± 0,26	± 0,28	± 0,31
Від 3,90 до 5,50 включно	+0,10	+0,20	+0,15	+0,30	+0,10	+0,30	+0,20	+0,40	+0,25	+0,45
	-0,40	-0,40	-0,40	-0,40	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50	-0,50
Від 5,50 до 7,50 включно	-0,50	+0,10	+0,10	+0,20	+0,10	+0,25	+0,20	+0,40	+0,25	+0,45
		-0,50	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60	-0,60

*Примітка:* ПТ – підвищена точність; НТ – нормальна точність.

Таблиця В.3. Граничні відхилення по товщині прокату листового гарячекатаного, мм [ГОСТ 19903–74]

Товщина прокату	Більше 7,5 до 25,0	Більше 25 до 30	Більше 30 до 34	Більше 34 до 40	Більше 40 до 50	Більше 50 до 60	Більше 60 до 70	Більше 70 до 80	Більше 80 до 90	Більше 90 до 100	Більше 100 до 115	Більше 115 до 125	Більше 125 до 140	Більше 140 до 160
Мінусовий допуск	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,6	2,2	2,5	2,7	3,1	3,5	3,8	4,2

Таблиця В.4. Граничні відхилення по товщині прокату листового холоднокатаного, мм [ГОСТ 19904–90]

Товщина прокату	Граничні відхилення по товщині прокату при його ширині, мм											
	До 1000 включно			Більше 1000 до 1500 включно			Більше 1500 до 2000 включно			Більше 2000 до 2350 включно		
	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ	ВТ	ПТ	НТ
Від 0,35 до 0,40 включно	± 0,02	± 0,03	± 0,04	± 0,03	± 0,04	± 0,05	–	–	–	–	–	–
Від 0,40 до 0,50 включно	± 0,03	± 0,04	± 0,05	± 0,04	± 0,05	± 0,06	–	–	–	–	–	–
Від 0,50 до 0,65 включно	± 0,04	± 0,05	± 0,06	± 0,05	± 0,06	± 0,07	± 0,06	± 0,07	± 0,09	–	–	–
Від 0,65 до 0,90 включно	± 0,04	± 0,06	± 0,08	± 0,05	± 0,06	± 0,08	± 0,07	± 0,09	± 0,11	–	–	–
Від 0,90 до 1,20 включно	± 0,05	± 0,08	± 0,10	± 0,06	± 0,09	± 0,11	± 0,07	± 0,10	± 0,13	–	–	–
Від 1,20 до 1,40 включно	± 0,06	± 0,09	± 0,10	± 0,07	± 0,10	± 0,12	± 0,08	± 0,12	± 0,15	–	–	–
Від 1,40 до 1,50 включно	± 0,07	± 0,10	± 0,12	± 0,08	± 0,11	± 0,13	± 0,09	± 0,13	± 0,16	–	–	–
Від 1,50 до 1,80 включно	± 0,08	± 0,12	± 0,14	± 0,09	± 0,12	± 0,15	± 0,10	± 0,14	± 0,17	± 0,14	± 0,17	± 0,21
Від 1,80 до 2,00 включно	± 0,08	± 0,12	± 0,15	± 0,09	± 0,13	± 0,16	± 0,10	± 0,15	± 0,18	± 0,15	± 0,18	± 0,22
Від 2,00 до 2,50 включно	± 0,10	± 0,14	± 0,17	± 0,11	± 0,15	± 0,18	± 0,12	± 0,18	± 0,20	± 0,18	± 0,20	± 0,23
Від 2,50 до 3,00 включно	± 0,12	± 0,16	± 0,18	± 0,13	± 0,16	± 0,19	± 0,14	± 0,19	± 0,22	± 0,19	± 0,21	± 0,25
Від 3,00 до 3,20 включно	± 0,13	± 0,17	± 0,19	± 0,14	± 0,18	± 0,21	± 0,18	± 0,20	± 0,23	± 0,20	± 0,22	± 0,27
Від 3,20 до 4,00 включно	± 0,14	± 0,18	± 0,20	± 0,16	± 0,19	± 0,22	± 0,19	± 0,21	± 0,24	± 0,21	± 0,23	± 0,28
Від 4,00 до 5,00 включно	± 0,16	± 0,19	± 0,20	± 0,18	± 0,20	± 0,23	± 0,20	± 0,22	± 0,25	± 0,23	± 0,25	± 0,30
Примітки: 1) ВТ – висока точність; ПТ – підвищена точність; НТ – нормальна точність.												
2) За вимогою споживача допускається виготовлення прокату з мінусовими допустимими граничними відхиленнями, які дорівнюють сумі граничних відхилень.												

## Додаток Г. Модуль пружності під час розтягу

*Таблиця Г.1. Значення модуля пружності під час розтягу за ГОСТ 14249-89*

Сталь	Модуль пружності під час розтягу $E \cdot 10^{-5}$ , МПа, при температурі, °С													
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Вуглецеві й низьколеговані сталі	1,99	1,91	1,86	1,81	1,76	1,71	1,64	1,55	1,40	–	–	–	–	–
Теплостійкі й корозієстійкі хромисті сталі	2,15	2,15	2,05	1,98	1,95	1,90	1,84	1,78	1,71	1,63	1,54	1,40	–	–
Жароміцні, жаростійкі й корозієстійкі аустенітні сталі	2,00	2,00	1,99	1,97	1,94	1,90	1,85	1,80	1,74	1,67	1,60	1,52	1,43	1,32



## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Андреев И. А. Конструирование и расчеты типового устаткования химических производств. Основные положения. Элементы тонкостенных сосудов, нагруженных внутренним давлением: учеб. Пособие / И. А. Андреев. – К.: “Видавництво «Політехніка»”, 2011. – 272 с.
2. Андреев И. А. Расчеты, конструирование и надежность оборудования химических производств: терминологический словарь / И. А. Андреев, И. О. Микulyонок. – К.: ІВЦ “Видавництво «Політехніка»”, 2002. – 216 с.
3. Андреев И. А. Применение материалов в химическом машиностроении. Сталь и чугуны: учеб. пособие / И. А. Андреев, О. Г. Зубрий, И. О. Микulyонок. – К.: ІЗМН, 1999. – 148 с.
4. Вихман Г. Л. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов: учебник / Г. Л. Вихман, С. А. Круглов. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
5. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность: ГОСТ 14249–89. — [Введ. 1990-01-01]. — М.: Изд-во стандартов, 1989. — 80 с. — (Межгосударственный стандарт).
6. Михалев М. Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи: учеб. пособие [для студентов вузов] / М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Злобин; под общ. ред. М. Ф. Михалева. – Л.: Машиностроение, 1984. – 301 с.
7. Криворот А. С. Конструирование и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности / А. С. Криворот. – М.: Машиностроение, 1976. – 376 с.
8. Посудини та апарати сталеві зварні. Загальні технічні умови: СОУ МПП 71.120-217:2009. – [Прийнято та надано чинності: наказ Мінпромполітики від 07.07.2009, №459]. – К.: Міністерство промислової

політики України, 2009. – 339 с. – (стандарт Міністерства промислової політики України).

9. Соколов В. И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: учебник / В. И. Соколов – М.: Машиностроение. 1983. – 447с.